

Jani-Pekka Ruokonen

PUMPPUKÄYTTÖISEN VESIVOIMALABORATORION SUUNNITTELU OPETUS- KÄYTTÖÖN

PUMPPUKÄYTTÖISEN VESIVOIMALABORATORION SUUNNITTELU OPETUS- KÄYTTÖÖN

Jani-Pekka Ruokonen
Opinnäytetyö
Kevät 2018
Energiatekniikan koulutusohjelma
Oulun ammattikorkeakoulu

TIIVISTELMÄ

Oulun ammattikorkeakoulu
Energiatekniikan koulutusohjelma

Tekijä: Jani-Pekka Ruokonen

Opinnäytetyön nimi: Pumppukäyttöisen vesivoimalaboratorion suunnittelu opetuskäyttöön

Työn ohjaaja: Jukka Ylikunnari

Työn valmistumislukukausi ja -vuosi: Kevät 2018

Sivumäärä: 71 + 6 liitettä

Opinnäytetyön tavoitteena oli suunnitella pumppukäyttöinen vesivoimalaboratorio Oulun ammattikorkeakoululle uudistuviin opetustiloihin. Vesivoimalaboratorion tavoitteena olisi edistää energiatekniikan tutkinto-ohjelman opintojaksoilla käsiteltävien asioiden havainnollistamista käytännön mittauksin ja harjoituksin.

Työn alkuvaiheessa valittiin prosessiin soveltuva vesiturbiini, jonka ympärille laitos suunniteltiin. Vesiturbiiniksi valikoitui Saahkarin Kone Ky:n vinoakselinen potkuri-putkiturbiini. Vesivoimalaboratoriosta tehtiin 3D-mallinnos. Laitokseen mitoitettiin vesiturbiinin virtaaman perusteella ylä- ja alavesialtaat ja pumppausjärjestelmä putkistoineen. Laitoksen tilantarpeeksi tuli noin 3 x 3 x 5 metriä. Runkorakennelma suunniteltiin kasattavaksi pulttiliitoksilla. Yksittäisten osakokoonpanojen suunnittelussa käytettiin ehtoa, että osat mahtuvat 75 x 190 cm:n oviaukosta läpi.

Keskipakopumpun ja moottorin ohjaamiseen käytetään PID-säätöistä taajuusmuuttajaa, johon liitetään kaksijohdekytkennän välityksellä yläaltaan pinnankorkeutta mittaava hydrostaattinen painanturi/lähetin. Oikein parametroidun PID-säädön avulla saadaan yläaltaan virtaustase tasapainoon. Tasapainotilassa pumppu pumppaa yläaltaaseen saman verran vettä kuin turbiinin läpi virtaa takaisin ala-altaaseen. Vesiturbiinin valmistaja räätälöi turbiinin siipikulmat ja juoksupyörän prosessiin sopivaksi, mikäli tilaus varmistuu. Ala-aitaiden mitoituksessa huomioitiin erityisesti pumppauksen vaatima mini vedenpinnan taso. Vesivoimalaboratorioon voidaan tehdä kenttäväyläkytkentä, jonka kautta saadaan tietojärjestelmään kerättyä mittaustietoa ja toimilaitteventtiileiden asentoa säädettyä.

Perinteisissä pumppuvoimalaitoksissa vesi pumpataan yläaltaaseen sähköntuotannon ylitarjonnan aikaan ja juoksutetaan vesiturbiinin läpi ala-altaaseen sähköenergian hinnan ollessa korkea. Pumppuvoimalaitosten kannattavuus perustuu siis sähköenergian hinnan voimakkaisiin vuorokausivaihteluihin. Vesivoimalaboratorion yhtenä tavoitteena on havainnollistaa pumppauksen tehon tarvetta suhteessa vesivoimalla tuotettuun sähkötehoon. Arvioihin perustuva pumppauksen vaatima tehon tarve suunnitellulle vesivoimalaboratoriolle on noin 3-kertainen verrattuna vesiturbiinin tuottoon. Todelliset teholumemat saadaan selville käytännön mittauksilla.

Asiasanat: vesivoimalaboratorio, pumppuvoimala, vesivoima, vesiturbiinit, keskipakopumppu

ABSTRACT

Oulu University of Applied Sciences
Energy technology

Author: Jani-Pekka Ruokonen

Title of thesis: Planning of Pump Operated Hydropower Laboratory System for Educational Use

Supervisor: Jukka Ylikunnari

Term and year when the thesis was submitted: Spring 2018

Pages: 71 + 6 appendices

The aim of this thesis was plan a pump operated hydropower system for educational use of Oulu university of applied sciences. The target group for hydropower laboratory is energy engineer students. The priority is to demonstrate the principles of study modules' theory with practical laboratory measurements.

Generally pumped-storage hydropower plants generate power releasing stored water from an upper reservoir through water turbine during periods of high electricity demand. Then the cost of electricity is high. The upper reservoir is recharged with pump during periods of low demand when the cost of electricity is low. The profitability of pumped-storage hydropower plants is based on high daily variation of electricity price.

The first step of this project was to find a suitable water turbine. The selected water turbine type is propeller-bulb water turbine and the manufacturer is Saahkarin Kone Ky. The dimensioning of pump system and water reservoirs was made by means of turbine's volumetric flow rate. The framework was designed with bolted joints. The hydropower laboratory takes dimensions of 3 x 3 x 5 metres.

For controlling of centrifugal pump's rotational speed variable frequency drive controlling system with PID-controller is used. The VFD gets standard 4-20 mA 2-wire signal from hydrostatic pressure transmitter. With PID-controller the upper reservoir operates approximately at steady state. The hydropower laboratory can be connected to fieldbus. The fieldbus is useful with collecting process data and it can be applied for controlling actuators.

The planned hydropower laboratory takes approximately three times more power for pumping compared with generated power from water turbine. This is explained by pumping and turbine losses. The aim of hydropower laboratory is to be used to demonstrate the power differences between a turbine and a pump.

Keywords: hydropower laboratory, pumped-storage hydropower, water power, water turbines, centrifugal pump

SISÄLLYS

TIIVISTELMÄ	3
ABSTRACT	4
SISÄLLYS	5
1 JOHDANTO	7
2 VESIVOIMA	8
2.1 Pumppuvoimala	8
2.2 Vesivoima Suomessa säätövoimaa	9
2.3 Vesivoimalaitoksen teho	10
3 VESITURBIINIT	11
3.1 Impulssiturbiinit	12
3.1.1 Pelton	12
3.1.2 Turgo	13
3.2 Reaktioturbiinit	13
3.2.1 Kaplan	13
3.2.2 Francis-turbiini	14
3.2.3 Putkiturbiini	15
4 PUMPPUKÄYTTÖISEN VESIVOIMALABORATORION SUUNNITTELU	16
4.1 Vesiturbiinin valinta	16
4.2 Altaiden mitoitus ja varustelu	18
4.2.1 Ylävesialtaan mitoitus ja varustelu	18
4.2.2 Alavesialtaiden mitoitus	21
4.3 Pinnankorkeuden mittaus	24
4.4 Putkiston ja putkivarusteiden mitoitus	25
4.4.1 Virtaushäviöt	27
4.4.2 Putkistomateriaali	30
4.4.3 Pumpun imuputki	31
4.4.4 Pumpun paineputki	33
4.4.5 Yläaltaan ohijuoksutusputki	36
4.4.6 Vesiturbiinin putkisto	38
4.5 Pumpun mitoitus ja valintaperusteet	40
4.5.1 Pumppauksen häviöt	42

4.5.2 Tarvittava nostokorkeus	43
4.5.3 Pumpun tuoton säätö	43
4.6 Pumpun valinta prosessiin	46
4.7 Pumpun sähkömoottorin mitoitus ja valinta	48
4.8 Taajuusmuuttajan mitoitus ja valinta	53
4.9 Kenttäväylä	54
4.10 Paineilmajärjestelmä	54
4.11 Vesivoimalla tuotettu energia	54
4.12 Lisävarustelu	55
4.12.1 Staattisen paineen mittaus	55
4.12.2 Vääntömomenttianturi	57
4.13 Rakenteet	57
4.13.1 Tukirunko	57
4.13.2 Porrastikkaat, työskentelytasot ja suojakaiteet	59
4.13.3 Putkiston kannatus	59
5 TOIMINTAPERIAATE	61
6 KUSTANNUSARVIO	64
7 YHTEENVETO	65
LÄHTEET	66
LIITTEET	71

1 JOHDANTO

Työn tavoitteena on tehdä suunnitelma pumppukäyttöisestä vesivoimalaboratoriosta. Laitos tulisi toteutuessaan opetuskäyttöön Oulun ammattikorkeakoululle. Kotkantien kampus muuttaa Linnanmaalle vuonna 2020. Laitoksen varsinaisesta sijoituskohteesta ei ollut tämän opinnäytetyön aikana vielä tarkkaa tietoa. Pitkän tähtäimen tavoitteena kuitenkin on, että energiatekniikan opiskelijoille saadaan omat laboratoriotilat.

Vesivoimalaboratorion tarkoituksena olisi tukea opintojaksoilla käsiteltyjä asioita käytännön mittauksilla ja harjoituksilla. Laitoksen avulla voidaan tehdä tutkimuksia pumpun vaatimasta energiantarpeesta suhteessa vesivoimalla tuotettuun energiaan. Laitteistoon suunnitellaan modernia mittaus- ja ohjaustekniikkaa. Prosessiautomaatiojärjestelmien tuntemus on tärkeää kohderyhmälle, sillä energiateknisten prosessien toiminta pohjautuu automaatioon.

Työssä tehdään suunnitelma vesiturbiinista ja pumppausjärjestelmästä, joiden ympärille suunnitellaan pulttiliitoksin kasattava runkorakenne ylä- ja alavesialtaineen. Työssä valitaan järjestelmän toimivuuden kannalta sopivat prosessilaitteet. Vesivoimalaboratoriosta laaditaan tilaajalle 3D-mallinnus osakokoonpanoiheen. 3D-mallinnusta voidaan päivittää, kun vesivoimalaboratorion sijoituskohde tarkentuu.

2 VESIVOIMA

Vesivoiman hyödyntäminen perustuu aurinkoenergiaan. Aurinko haihduttaa valtameren vettä, jolloin haihtuva vesi sekoittuu nousevaan ilmaan. Nouseva ilma tekee paisuntatyötä ympäristöön, jolloin se jäähtyy. Jäähtynyt kostea ilma tiivistyy pieniksi pisaroiksi, jolloin muodostuu pilvi. Tuulen vaikutuksesta kosteat ilmamassat kulkevat vuoristojen yli, jolloin vesi tiivistyy sateeksi. Vesi virtaa vuoristoista takaisin valtameriin. (Wiksten 2009, 227.)

Valjastetun vesivoimalan toiminta perustuu ylä- ja alavesialtaan väliseen potentiaalienergiaan. Potentiaalienergia muuntuu virtaavan veden liike-energiaksi, joka otetaan talteen vesiturbiinin avulla. Veden liike-energia muuntuu vesiturbiinissa juoksupyörän pyörimisenergiaksi. Akselin pyörimisenergia voidaan muuntaa mekaaniseksi työksi esimerkiksi hihnan tai ketjun avulla. Tyyppillisimmin pyörimisenergia muunnetaan sähköksi generaattorin avulla. Suuren kokoluokan vesivoimaloissa generaattorin sähköenergia johdetaan muuntajan kautta sähköverkkoon. (Vesivoimateknologia. 2016.)

Suomessa vesivoimalaitokset voidaan luokitella niiden tehon perusteella kolmeen kokoluokkaan:

- minivesivoimalat [<1 MW]
- pienvesivoimalat [≥ 1 –10 MW]
- suurvesivoimalat [>10 MW]. (Vesivoimateknologia. 2016).

Maaillalla pienen kokoluokan vesiturbiinit on lisäksi jaoteltu seuraavasti:

- mini [100 kW–1 MW]
- mikro [5–100 kW]
- piko [<5 kW]. (Uniyal – Kanojia – Pandey 2016, 1).

2.1 Pumppuvoimala

Pumppuvoimalaitoksessa vesiturbiinin läpi virrannut vesi pumpataan yläaltaaseen joko pumpputurbiinilla tai erillisellä pumppuyksiköllä. Pumppuvoimalaitoksia käytetään yleisesti Euroopassa säätösähkön tuotannossa. Vesi johdetaan yläaltaasta ala-altaaseen huippukuormituksen aikana, jolloin saadaan sähköenergiasta hyvä hinta. Vastaavasti sähkön ylitarjonnan aikana vesi pumpa-

taan yläaltaaseen, jolloin sähkö on edullista. Pumppuvoimalaitoksia voidaan käyttää huippuvoimalaitoksen roolin lisäksi energian varastoinnissa, verkon taajuuden säädössä sekä loistehon kompensoinnissa. (Alanen – Koljonen – Hukari – Saari 2003, 44–45; Perttula 2000, 99.)

Pumppuvoimalan käytön perusteena on sähkön hinnan voimakas vuorokausivaihtelu. Putouuskorkeudet pumppuvoimalaitoksissa ovat luokkaa 200–1500 metriä. Sähköteho vaihtelee välillä 100–1200 MW. Suomessa ei ole vielä käytössä yhtään pumppuvoimalaitosta. Suomessa pumppuvoimalaitoksen rakentamista on suunniteltu Pyhäsalmen kaivokseen kaivostoiminnan päätyttyä. Kaivoksessa on käytettävissä suuri putouuskorkeus, jolloin vesiturbiinin pyörittämiseen vaadittava vesivirta voidaan pitää pienenä. (Alanen ym. 2003, 45; Pyhäsalmen kaivoksen elämä saattaa jatkua hiukkastutkimuksessa ja säätövoimalana.)

2.2 Vesivoima Suomessa säätövoimaa

Uusiutuvista sähköntuotantomuodoista Suomessa merkittävin on vesivoima. Suomessa vesivoimalaitoksia on noin 250. Vesivoimakapasiteetiksi arvioidaan 3190 MW. (Vesivoima. 2017.)

Vesivoiman rooli sähköntuotannossa on vaihdellut ajan saatossa. 1950–1960-luvuilla vesivoiman osuus Suomen sähköntuotannosta on ollut peräti 90 %, kun nykyisin vesivoimalla tuotetun sähkön osuus on 10–20 % vesitilanteesta riippuen. Vesivoimaa käytetään Suomessa säätövoimana sähkönkäytön ja tuotannon vaihteleviin tilanteisiin. (Vesivoimalla eniten uusiutuvaa sähköntuotantoa.)

Suomessa on paljon valjastamatonta pienvesivoimapotentialia. Uusien vesivoimaloiden rakentamista kuitenkin hillitsee niiden taloudellinen kannattavuus. Hankkeet ovat myös työläitä toteuttaa. Lisäksi ympäristönäkökulmat rajaavat vesivoiman rakentamista ja käytettävää kapasiteettia. Ympäristövaikutuksia aiheutuu tuotannon aikana veden säännöstelystä patojen ja vesivoimarakenteiden avulla. Myös rakentamisella on ekologisia vaikutuksia. (Vesivoimalla eniten uusiutuvaa sähköntuotantoa.)

2.3 Vesivoimalaitoksen teho

Vesivoimalaitoksen teho voidaan määrittää kaavalla 1 (Huhtinen – Korhonen – Pimiä – Urpalainen 2013, 265).

$$P = QH\rho g\eta \quad \text{KAAVA 1}$$

P = teho (W)

Q = tilavuusvirta (m^3/s)

H = kokonaisputouskorkeus (m)

ρ = veden tiheys (kg/m^3)

g = painovoiman kiihtyvyys (m/s^2)

η = vesiturbiinin hyötysuhde

Kokonaisputouskorkeus lasketaan kaavalla 2 (Huhtinen ym. 2013, 265).

$$H = H_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{KAAVA 2}$$

H = kokonaisputouskorkeus (m)

H_1 = ylä- ja alaveden pinnankorkeuden ero (m)

v_1 = vesiturbiiniin virtaavan veden nopeus (m/s)

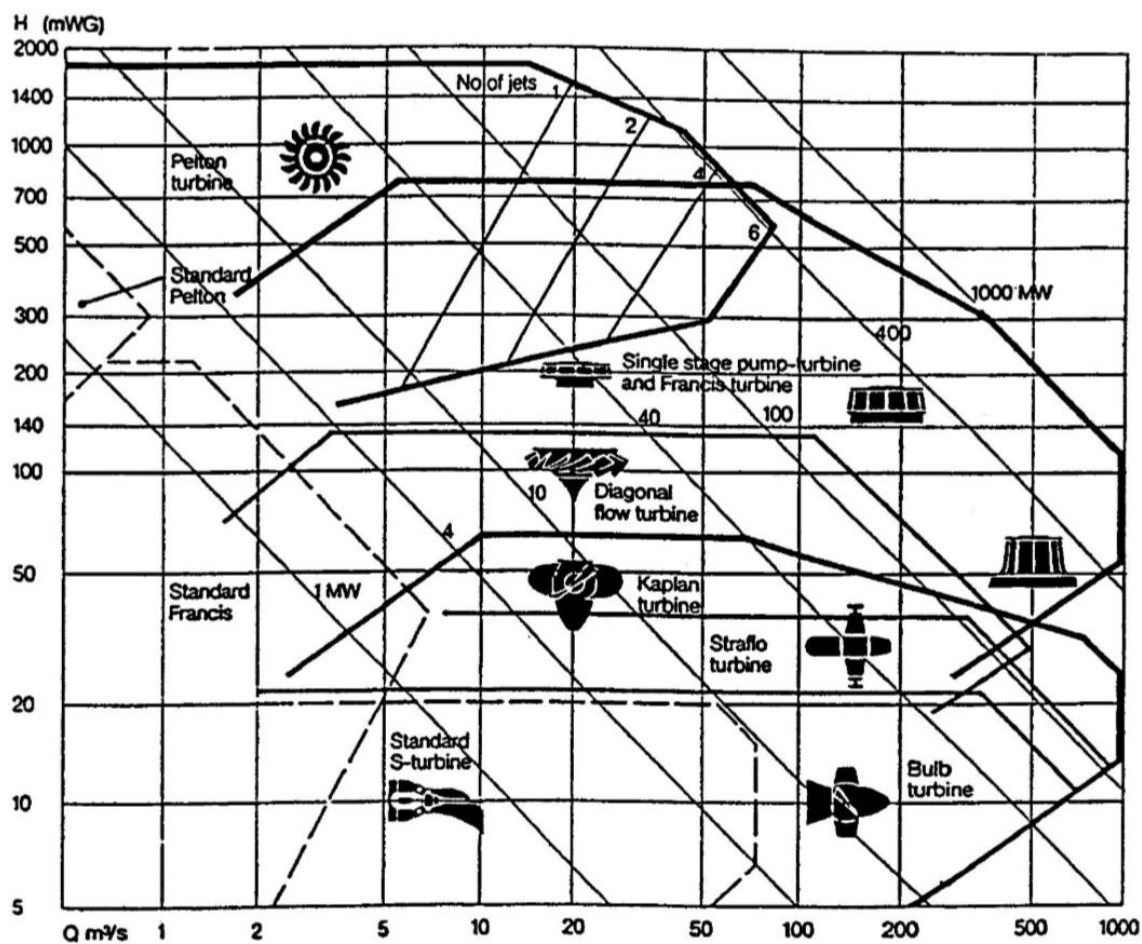
v_2 = vesiturbiinista poistuvan veden nopeus (m/s)

g = putoamiskiihtyvyys (m/s^2)

3 VESITURBIINIT

Vesiturbiini on virtauskone, josta saadaan mekaanista tehoa hyötykäyttöön veden virratessa turbiinin läpi. Vesiturbiinit voidaan jakaa kahteen pääryhmään niiden toiminnan perusteella: impulssi- ja reaktiiturbiineihin. Omana ryhmänä näiden lisäksi voidaan pitää vesipyöriä. (Elliott 2014, 28–30; Wiksten 2009, 227.)

Vesiturbiinien soveltuvuutta eri putoukorkkeuksille ja virtaamille voidaan arvioida kuvan 1 perusteella. Pelton-turbiinit soveltuvat suurille putoukorkkeuksille, ja vastaavasti putkiturbiinit soveltuvat matalille putoukorkkeuksille.



KUVA 1. Vesiturbiinityyppien käyttöalueet (Perttula 2000, 101)

3.1 Impulssiturbiinit

Impulssiturbiineista käytetään myös nimitystä aktioturbiini. Turbiinityyppejä ovat Pelton ja Turgo. Vesi johdetaan vesipatsaan aiheuttamalla paineella suuttimen kautta turbiinin juoksupyörälle, mikä aikaansaa juoksupyörän pyörimisliikkeen. Vesisuihkun suhteellinen nopeus juoksupyörän siipiin nähden ei muutu, minkä vuoksi vedelle on annettava suuri virtausnopeus suuttimen avulla. Käytännössä veden staattinen paine muuntuu suuttimen avulla veden liike-energiaksi, jolloin juoksupyörään kohdistuu ilmakehän paine. Veden nopeus pienenee sen kuljettua juoksupyörän läpi. Suuttimia voi olla useita juoksupyörää kohden. (Elliott 2014, 28; Wiksten 2009, 227.)

Turbiinin jälkeinen putouskorkeus jää impulssiturbiineissa hyödyntämättä, sillä vesi putoaa vapaasti alaveteen. Tämän vuoksi niitä käytetään suurissa putouskorkeuksissa, jolloin hyödyntämättömän putouskorkeuden osuus kokonaisputouskorkeudesta on pieni. Impulssiturbiineissa ei esiinny kavitaatiota. (Perttula 2000, 100–102.)

3.1.1 Pelton

Pelton on yleisin impulssiturbiini. Suuren teholuokan vesiturbiineissa Peltonia käytetään tyypillisesti yli 300 metrin putouskorkeuksille. Pelton-turbiinin juoksupyörän siivet ovat kaksoiskauhan muotoisia, jolloin vesisuihku jakaantuu kahteen osaan. Kuvassa 2 on kuudella suutinyksiköllä varustettu Pelton-turbiini.



KUVA 2. Pelton-turbiini (Elliott 2014, 144)

3.1.2 Turgo

Turgo-turbiini on myös impulssiturbiini, eli veden potentiaalienergia muunnetaan liike-energiaksi neulaventtiilillä tai useammalla suuttimella. Juoksupyörän rakenne ja veden ruiskutuskulma ovat erilaiset kuin Pelton-turbiinissa. Vesi poistuu Turgo-turbiinista nopeasti siipien muotoilusta johtuen. Kuvasta 3 nähdään Turgo-turbiinin suutin ja juoksupyörän muotoilu. (Elliott 2014, 147.)



KUVA 3. Turgo-turbiini (Elliott 2014, 147)

3.2 Reaktioturbiinit

Veden suhteellinen nopeus kasvaa siipiin nähden reaktioturbiineissa, jolloin paine alenee. Myös veden virtaussuunta muuttuu. Reaktioturbiineja ovat Kaplan-turbiini ja Francis-turbiini sekä putkiturbiini. (Kjølle 2001, 20; Wiksten 2009, 227, 233.)

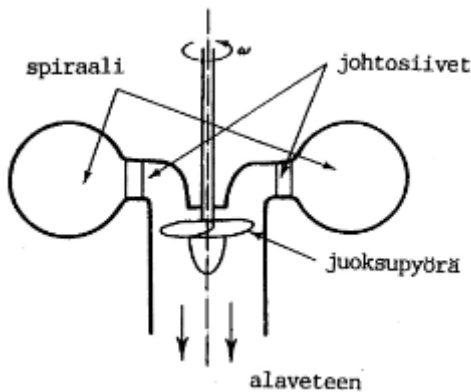
Reaktioturbiineissa käytetään turbiinin jälkeistä imuputkea, jolla saadaan hyödynnettyä koko putouskorkeus ja tätä vastaava painekorkeus. Imuputki turvaa riittävän alhaisen staattisen paineen turbiinin juoksupyörän jälkeen. (Wiksten 2009, 234.)

3.2.1 Kaplan

Kaplan-turbiineja käytetään Suomen vesivoimaloissa yleisesti, sillä ne soveltuvat mataliin putouskorkeuksiin ja suuriin tilavuusvirtauksiin. Putouskorkeus on tyypillisesti 2–70 metriä. Kaplan-turbiini on aksiaaliturbiini, jossa vesi virtaa aksiaalisesti juoksupyörän läpi. Turbiinin juoksupyörän siivet ovat säädettäviä, ja niissä on tyypillisesti 4–5 siipeä. Kaplan-turbiini on tyypillisesti pystyasennossa; vaaka-asentoisesta turbiinista käytetään nimitystä putkiturbiini. Kääntyvien siipien

vuoksi Kaplan-turbiini toimii laajalla putouskorkeus- ja virtaama-alueella. Lisäksi sen ominaiskiertosluku on suuri. (Huhtinen ym. 2013, 269; Perttula 2000, 110.)

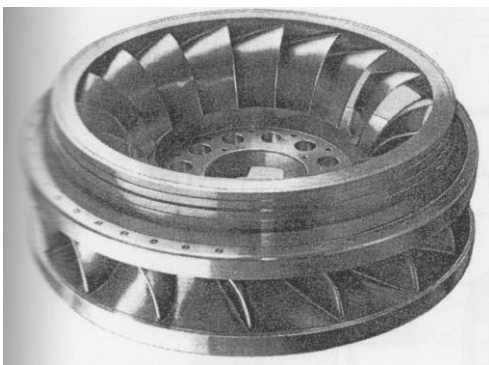
Vesi virtaa spiraalista turbiinin johtosiiville, joissa vesi saa kiertoliikkeen. Sieltä vesi virtaa aksiaalisesti juoksupyörälle. Juoksupyörän siipien jälkeen vesi poistuu turbiinista aksiaalisesti alaveteen. Kuvassa 4 on esitetty Kaplan-turbiinin periaate. (Wiksten 2009, 239.)



KUVA 4. Kaplan-turbiini (Wiksten 2009, 239)

3.2.2 Francis-turbiini

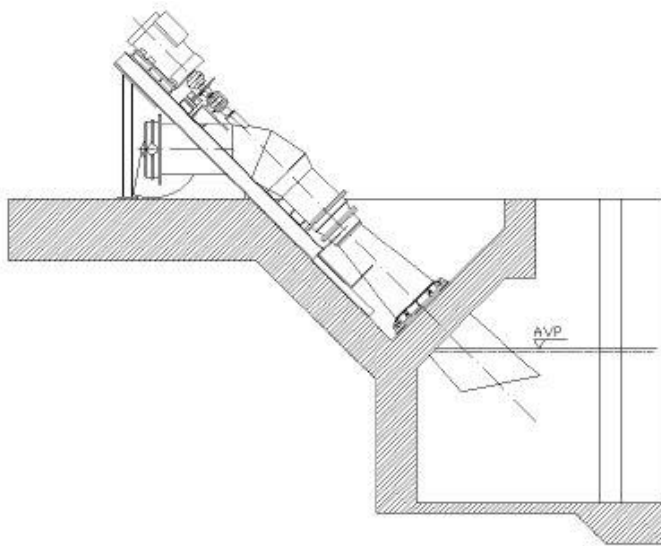
Francis-turbiinit soveltuvat putouskorkeuksille 5–700 metriä. Uusimpien Suomessa käytettävien turbiinien vesimäärät ovat noin 20 m³/s. Francis-turbiinissa vesi virtaa radiaalisesti juoksupyörän ulkokehältä juoksupyörän keskustaan. Veden suunta muuttuu juoksupyörän keskustassa ja poistuu sieltä aksiaalisesti. Vesi johdetaan kiinteille johtosiiville spiraalia myöten. Kiinteät johtosiivet ympäröivät juoksupyörän kehää. Kiinteiltä johtosiiviltä vesi virtaa säädettävien johtosiipien läpi juoksupyörälle. Kuvassa 5 on esitetty erään Francis-turbiinin juoksupyörä. (Huhtinen ym. 267–268; Wiksten 227, 232.)



KUVA 5. Francis-turbiinin juoksupyörä (Huhtinen ym. 2013, 269)

3.2.3 Putkiturbiini

Putkiturbiinin juoksupyörä on joko Kaplan- tai potkurityyppinen. Generaattori voi sijaita putken sisällä teräskapselissa tai putken ulkopuolella. Puoli-Kaplaneiksi kutsutaan putkiturbiineja, joiden juoksupyörän siivet ovat säädettäviä mutta johtosiivet kiinteitä. Putkiturbiinissa on siis samoja piirteitä kuin Kaplan-turbiineissa. Kuvassa 6 on esitetty Saahkarin Kone Ky:n valmistama potkuri-putkiturbiiniratkaisu. Vinoakselisuus mahdollistaa vesiturbiinin sijoittamisen ahtaisiin tiloihin. Lisäksi generaattori saadaan tuotua putken ulkopuolelle kuivaan tilaan. Vesiturbiinin imuputki on kartiomainen ja purkausaukko on sijoitettu alavesipinnan alapuolelle kavitoinnin välttämiseksi. (Perttula 2000, 111; Säämänen 2015.)



KUVA 6. Vinoakselinen potkuri-putkiturbiini (Säämänen 2015)

4 PUMPPUKÄYTTÖISEN VESIVOIMALABORATORION SUUNNITTELU

Työn alkuvaiheessa annettiin ohjeistus, että vesivoimalaboratorion tulisi sisältää ainakin seuraavat komponentit: vesiturbiini, ylä- ja alavesiallas, putkisto, pumppu sekä ohjausjärjestelmä. Kyselyni osien kokoa, annettiin ohjeistus pulttiliitoksilla kasattavista osakokoonpanoista, jotka mahtuvat 75 x 190 cm:n oviaukosta läpi. Tulitöiden tarve käyttökohteessa näin ollen vähenee. Työlle ei rajattu varsinaista budjettia. Vesivoimalaboratoriota alettiin suunnittelemaan noin 3 x 3 metrin tilaan. Suunnittelukorkeutena laitokselle pidettiin aluksi 4 metriä, mutta Oamk:n energiapuolen opettajat ehdottivat putouskorkeuden kasvattamiseksi laitoksen suunnittelemista noin 5 metrin korkuiseen tilaan. Vesivoimalaboratoriolle rakennetaan mahdollisesti oma erillinen hallitila. Koko hallikorkeutta ei voida hyödyntää vesiturbiinin putouskorkeutena muun muassa seuraavista syistä:

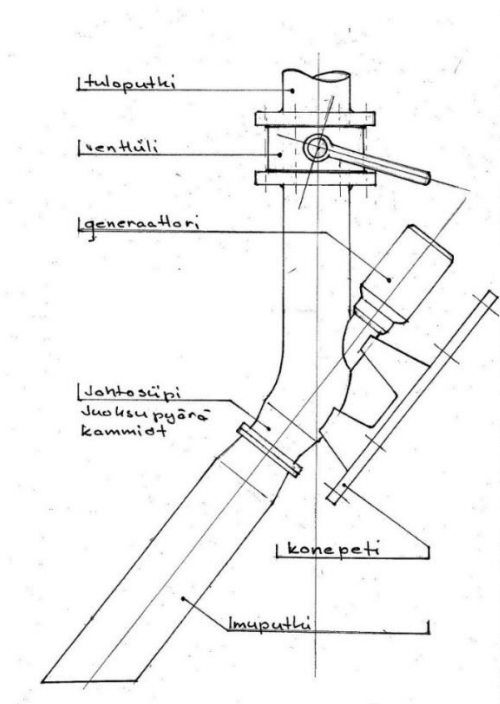
- Pumppaus vaatii minimi vedenpinnan tason alavesialtaassa.
- Ylävesialtaan yläpuolelle on jätettävä tyhjää tilaa huoltoa varten, eli ylätasanteen hoitotasolta on päästävä käsiksi yläaltaaseen päältä päin.
- Ylävesialtaan suunniteltu pinnankorkeus ei voi olla altaan yläreunassa ylivuotoputken vuoksi.
- Taajuusmuuttajaa ohjataan ylävesialtaan pinnankorkeuden mukaan PID-säädöllä.

Perinteisissä vesivoimaloissa vettä on saatavilla runsaasti puroissa ja joissa, eikä vettä tarvitse erikseen pumpata yläaltaaseen. Vesivoimalaboratorion suunnittelussa tuli tarkastella laitoksen toimintaa myös pumppauksen kannalta. Työssä tutkittiin toteutusta, jossa pumpun moottoria ohjaavan taajuusmuuttajan kierrosnopeutta säädetään yläaltaan pinnankorkeuden mukaan. Suunniteltu 3D-malli vesivoimalaboratoriosta on esitetty työn lopussa liitteessä 6.

4.1 Vesiturbiinin valinta

Laitoksen suunnittelun lähtökohtana oli valita sopiva vesiturbiini. Turbiinivaihtoehtoiksi rajasi ohjaava opettaja Jukka Ylikunnari Suomen vesivoimaloissa esiintyvän turbiinityypin. Vaihtoehtoiksi annettiin käytännössä Kaplan-, Francis- ja putkiturbiini. Seuraavaksi ongelmaksi muodostui turbiinin löytäminen pienen kokoluokan vesivoimalaboratorioon. Vesiturbiineja valmistetaan tavallisesti suuremmille virtaamille ja putouskorkeuksille kuin on mahdollista vesivoimalaboratoriossa käyttää.

Vesiturbiinia kysyttiin Saahkarin Kone Ky:ltä, joka valmistaa potkuriturbiineja pienvesivoimalaitoksiin tyypillisesti kokoluokassa 20–200 kW. Saahkarin Kone Ky:ltä saatiin kuvan 7 mukainen ehdotelmä vesiturbiinista. Vesiturbiini on vinoakselinen, joten generaattori saadaan tuotua putken ulkopuolelle. Kyseisen vesiturbiinin johtosiipi on kiinteä ja juoksupyörä on rakenteeltaan irtosiipinen aseteltavine siipikulmineen. Juoksupyörä on irrotettavissa vesiturbiinista, joten se soveltuu ope-
tuskäyttöön varsin hyvin. Koneisto on kuitenkin pitkällä tähtäimellä huoltovapaa, sillä se ei sisällä rasvattavia laakereita. Generaattorin tuottama sähkö voidaan varastoida esimerkiksi akustolle. (Säämänen 2017.)



KUVA 7. Saahkarin Kone Ky:n vinoakselinen potkuri-putkiturbiini (Säämänen 2017)

Turbiinin tuloputken kooksi Saahkarin Kone Ky suositteli viiden tuuman putkea eli putkikokoa DN 125. Liian pieni tuloputki aiheuttaa tarpeetonta kitkahäviötä. Juoksupyörän kohdalle tehdään kavennos, jonka avulla veden liike-energiaa saadaan hetkellisesti kasvatettua. Vesivoimaloissa yleensä on tietty virtaama ja putouskorkeus tiedossa. Näillä tiedoilla räätälöidään käyttökohteeseen sopiva turbiinin juoksupyörä ja johtosiivet. Käyttökohteessa lopullinen läpi virtaavan veden määrän säätely tehdään siipikulmiltaan aseteltavan juoksupyörän avulla. Kyseisen vesiturbiinin

siipikulmia ei tässä työssä tarkemmin selosteta, sillä ne kuuluvat yrityksen liikesalaisuuksiin. Vesiturbiinin mitoitusvirtaamaksi arvioitiin 15 l/s. Suuremmilla virtaamilla pumppaus- ja putkistokustannukset varusteineen nousevat suureksi ja laitoksen tilantarve kasvaa.

4.2 Altaiden mitoitus ja varustelu

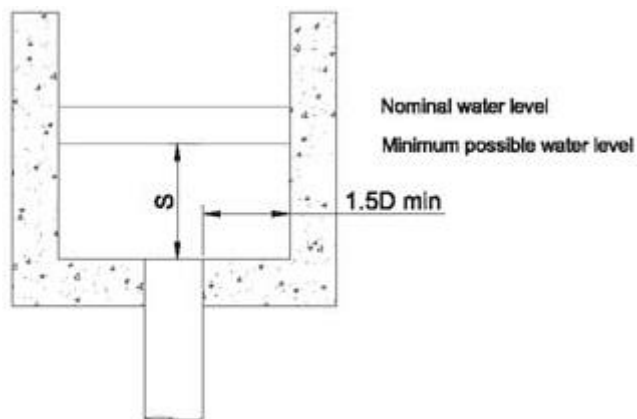
Vesialtaat tulee mitoittaa riittävän isoiksi järjestelmän toimivuuden vuoksi. Vaadittua minimipinnankorkeutta voidaan prosessiolosuhteissa arvioida imupyörteen muodostumisella niin ylävesialtaasta lähtevään turbiinin tuloputkeen kuin pumpun imualtaasta lähtevään imuputkeen. (Elliott 2014, 95; Wennström 1978,136.)

Vesiturbiinin putouskorkeuden tulisi olla suuri, jotta turbiinista saadaan ulos mahdollisimman suuri teho kaavojen 1 ja 2 mukaisesti. Käytännössä tämä tarkoittaa sitä, että ala-altaan pinta tulisi saada mahdollisimman matalalle ja yläaltaan pinta korkealle. Putkisto putkivarusteineen ja yläal- las vievät vesitilavuuden ala-altaiden tilavuudesta, ja tämä tulee ottaa huomioon pumpun vesivirta- taan (virtausnopeutta) vastaavassa minimipinnankorkeudessa. Työssä päädyttiin ratkaisuun, jossa ala-altaasta tulee kaksiosainen. Suuren vesitilavuuden ansiosta pumpun imualtaassa pysyy pin- nankorkeus pumppaukselle riittävän korkeana, kun vesiturbiinin läpi ajetaan vettä mitoitusvirtaa- malla ja -pinnankorkeudella. Näin voidaan tehdä vedenkierrätysprosessista jatkuvatoiminen. Al- taat valmistetaan 3 mm:n ruostumattomasta teräksestä EN 1.4307, ja ne ovat ilmakehään avoi- mia.

4.2.1 Ylävesialtaan mitoitus ja varustelu

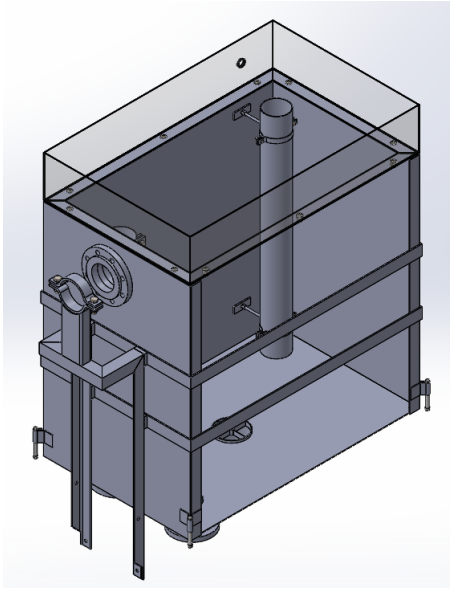
Ylävesiallas toimii järjestelmän vesipiirin tasaussäiliönä. Pumpun moottorin kierrosnopeuden sää- töön käytettävä taajuusmuuttaja saa ylävesialtaan pinnankorkeutta vastaavan sähköisen virta- viestin yläaltaaseen asennettavalta hydrostaattiselta painelähtetimeltä. Pumpun kierrosnopeus- säädön vuoksi yläaltaan vesitilavuus ei voi olla liian pieni, sillä taajuusmuuttajan tulee ehtiä rea- goimaan pinnankorkeuden muutoksiin.

Kuvan 8 mukaisesti turbiinin tuloputken etäisyys seinämästä tulee olla vähintään 1,5-kertainen putkikoon halkaisijaan nähden. Minimi vedenpinnan korkeus on oltava vähintään 2-kertainen put- kikoon halkaisijaan nähden, jotta vältetään ilman kertyminen ajotilanteessa putkistoon. (Elliott 2014, 95–96.)



KUVA 8. Yläaltaan pinnankorkeuden minimi S on $2D$ ja turbiinin tuloputken etäisyys altaan seinästä $1,5D$. D kuvaa putken halkaisijaa. (Elliott 2014, 95–96)

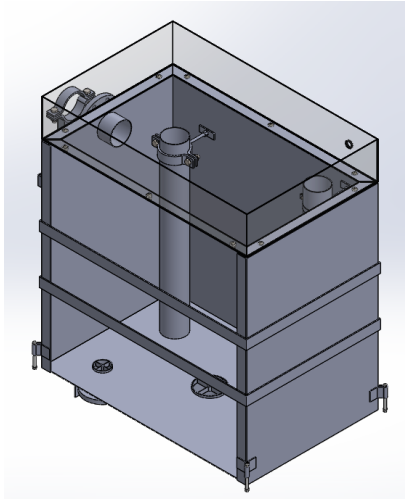
Yläallas valmistetaan 3 mm:n ruostumattomasta teräslevystä. Teräslevyn päätyihin tehdään kanttikoneella kanttaukset, joilla saadaan altaasta tukevampi. Kanttauksien päätyihin tehdään 45-asteen viisteet. Altaan sivupellit hitsataan päätypeltien kanttauksien sisäpuolelle. Pohjapelti hitsataan sivu- ja päätypeltien kanttauksien päälle. Altaan ympärille hitsataan metallipannat, joihin saadaan kiinnitettyä RST-kulmatangosta valmistettu tukirauta, joka toimii pumpun paineputken tasokannattimen sekundäärikannakkeena. Tasokannattimen voidaan liittää kulmarautaan hitsaamalla. Yläaltaan alapuolinen kehys kuumasinkitään. Korroosioparin syntymisen estämiseksi yläallas eristetään kehyksestä 18 mm:n vanerilevyllä. Yläallas kiinnitetään korvakkeistaan kuumasinkittyihin kehyksen korvakkeisiin PEX-putken sisään asennetuilla RST-pulteilla. RST-aluslevyjen alla voidaan käyttää esimerkiksi nylon-prikkoja. Tasokannattimen alapuolinen RST-kulmarauta erotetaan kuumasinkityistä rakenteista 5 mm:n kumilevyn avulla. Pumpun paineputken tuenta on esitetty kuvassa 9.



KUVA 9. Pumpun paineputken tuenta metallipantoinen ja paineanturin suojaputki. Kuvasta on poistettu toinen sivupelleistä.

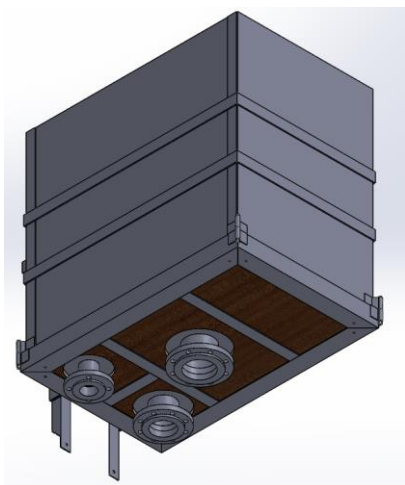
Altaan sivupeltiin sisäpuolelle altaasta hitsataan 2 kpl kiinnityslaattoja, joissa on M8-kierrelitiin. Liittimiin asennetaan M8-kierretangot. Kierretankojen päihin saadaan liitettyä viemäripitimet, joiden varaan voidaan asentaa DU 110 -viemäriputki. Viemäriputken sisälle asennetaan pinnankorkeutta mittaava hydrostaattinen paineanturi. Asennuskorkeutena 1 metrin viemäriputkelle voidaan käyttää esimerkiksi 5 cm altaan pohjasta, jolloin vesi pääsee putken sisälle ja paineanturi tunnistaa altaan pinnankorkeutta vastaavan hydrostaattisen paineen. Altaan kantattujen reunojen päälle voidaan asentaa veden roiskumista estävä plexistä valmistettava roiskesuoja. Roiskesuojaan tehdään läpivienti paineanturille. Kuva 9 havainnollistaa asennusta.

Yläaltaan vesitilavuudeksi ylivuotoputken suuaukon kohdalle tulee noin 0,68 m³. Ylivuotoputki asennetaan 90 cm:n korkeudelle altaan pohjasta. Putkikooksi arvioitiin DN 100, jotta vedenpinta ei nouse missään tilanteessa yläaltaan laitojen yli. Häiriötilanteita voi esiintyä muun muassa taa-juusmuuttajan parametroinnissa. Ylivuotoputki vedetään altaan pohjasta läpi. Putki kiinnitetään yläpäästään teollisuuspitimellä altaan seinään ja hitsataan altaan pohjaan tiiviisti kiinni. Ylivuotoputki on esitetty kuvassa 10.



KUVA 10. Paineputken purkausaukko ja ylivuotoputki. Kuvasta on poistettu toinen sivupelleistä.

Vesiturbiinille johdettava tuloputki DN 125 asennetaan altaan pohjaan keskelle allasta. Turbiinin ohjuoksutusputki ja ylivuotoputki asennetaan toisistaan ja seinistä vähintään 1,5D-etäisyydelle. Kuvasta 11 nähdään altaan pohjasta lähtevien putkien laippaliitännät.



KUVA 11. Turbiinin tuloputken, ylivuotoputken ja ohjuoksutusputken laippaliitännät

4.2.2 Alavesialtaiden mitoitus

Alavesiallas tulisi mitoittaa mahdollisimman matalaksi, jotta saavutetaan suuri putouskorkeus. Pumppaus ja vesiturbiinin imuputki kuitenkin asettavat vedenpinnan minimitasolle omat vaatimuk-

sensa. Pumpun imulinjan yläpuolella tulee olla riittävästi vettä, jotta vältetään imupyörteen syntyminen ja ilmataskujen muodostuminen pumpun imulinjaan. Imupyörre syntyy nesteen pinnalla esiintyvien epätasaisten virtausnopeuksien vuoksi. Ilman kertyminen imulinjaan heikentää pumpun tuottoa, ja sen käynnistä tulee epätasaista. Vedenpinnan minimikorkeus imuputken keskilinjasta voidaan laskea kaavan 3 avulla. Kaavan on esittänyt Hydraulic Institute. (Selecting Centrifugal Pumps. 2005, 62–64; Wennström 1978, 136.)

$$S_{min} = d_E + 2,3 \cdot v_s \cdot \sqrt{\frac{d_E}{g}} \quad \text{KAAVA 3}$$

S_{min} = vedenpinnan minimikorkeus imuputken keskilinjasta (m)

d_E = imuputken sisähalkaisija (m)

v_s = virtausnopeus (m/s)

g = painovoiman aiheuttama kiihtyvyys (m/s²)

Putkivirtauksen keskimääräinen nopeus pystytään määrittämään virtausputken läpäisemän tilavuusvirran ja poikkipinnan perusteella (Kesti 1992, 69). Kaavan 4 symboleja on muutettu alkupe-
räisestä lähteestä:

$$v_s = \frac{q_v}{A} = \frac{4q_v}{\pi d_s^2} \quad \text{KAAVA 4}$$

v_s = virtausnopeus (m/s)

q_v = tilavuusvirta (m³/s)

A = putken poikkipinta-ala (m²)

d_s = putken sisähalkaisija (m)

Vedenpinnan minimikorkeus saadaan siis määritettyä vesivirran perusteella, sillä valittu putkikoko pysyy vakiona vesivirrasta riippumatta. Liitteen 1/1 laskentataulukossa on määritetty vesivirtoja 11–19 l/s vastaavat minimipinnankorkeudet pumpun imuputkelle DN 125. Imuputken keskilinjassa asennuskorkeutena on pidetty 100 mm altaan pohjasta. Esimerkiksi virtaamalle 15 l/s vedenpinnan minimitasoksi altaan pohjasta saadaan noin 0,52 metriä.

Vedenpinnan korkeuden ollessa taulukoituja arvoja pienempi voidaan imupyörteen syntyminen välttää asettamalla iso pinnaltaan karhea levy vedenpinnalle kellumaan ja näin tasaamaan vedenpinnan virtausnopeuksia. Toinen keino estää ilman kulkeutuminen imulinjaan on asettaa imuputken päähän pyörteilynestolevy. Tämä kuitenkin aiheuttaa virtaushäviöitä imuputkessa. (Selecting Centrifugal Pumps. 2005, 64; Wennström 1978, 136.)

Ala-altaista suunniteltiin kaksiosainen, sillä vesitilavuuden tarve on suuri. Yhtenä ratkaisuvaihtoehtona oli suunnitella altaasta L-muotoinen runkorakenteesta johtuen. Monikulmaisen altaan valmistus on kuitenkin hankalaa ja siirtely on vaikeaa suuresta koosta johtuen. Kaksiosaisen altaan huonona puolena on laippaliitoksien tarve. Laippaliitokset aiheuttavat virtaushäviöitä. Virtaushäviöt laippaliitoksissa puolestaan laskevat pumpun imualtaan vedenpinnan tasoa suhteessa toisen altaan pinnankorkeuteen pumpun käydessä. Virtaushäviöiden pitämiseksi pienenä altaat yhdistetään toisiinsa kahdella DN 150 -laippaliitosputkella. Isompien laippaliitoksien käyttöä rajaa niiden viemä tila, sillä myös asennukselle on jätettävä tilaa.

Suuremman ala-altaan kooksi tulee noin 1,80 m³ ja pienemmän imualtaan tilavuudeksi noin 0,54 m³. Suurempi allas toimii varastoaltaana ja mahdollistaa veden riittävyden pumppaukselle. Ala-altaiden pinnankorkeus on matalimmillaan tilanteessa, jossa putkisto on täynnä vettä ja ylävesialtaan pinta ylärajalla.

Ala-altaat asennetaan 50 x 30 x 3 mm:n kulmaraudasta hitsatun kehyksen päälle. Altaiden ja kulmaraudan välissä käytetään 5 mm:n paksuista kumilevyä, jolla eristetään kuumasinkitty kulmarauta ruostumattomasta teräksestä valmistetusta altaasta. Kehykset hitsataan 90 x 50 x 3 mm:n suorakaideputkipalkkien päälle. Altaiden alapuolinen tyhjä tila mahdollistaa niiden liikuttelun tyhjennettynä pumppukärryillä. Altaan pohjiin asennetaan tyhjennysventtiilit. Kehykseen hitsataan lattaraudasta poikittuot, joiden varasta altaat voidaan pumppukärryillä nostaa. Isompaan alavesialtaaseen hitsataan sisään ruostumattomasta teräksestä valmistettu tukikehikko altaan päälle tulevaa hoitotasoa varten. Ala-altaisiin tehdään samantapaiset kanttaukset kuin yläaltaaseen. Tukikehikko asennetaan kantattujen reunojen sisäpuolelle hitsaamalla. Kantattujen reunojen päälle asennetaan 5 mm:n paksuinen kumilevy, jonka päälle voidaan asentaa kehykseksi hitsattu kulmarauta. Kulmarautakehys kuumasinkittää ja kiinnitetään teipatuin pultein ja nylon-aluslaattoineen kumilevyn ja kantatun allaspellin läpi ruostumattomaan tukikehykseen. Kulmaraudasta valmistettuun kehykseen voidaan kiinnittää työskentelytaso tikkaineen ja kaiteineen. 3D-mallinnetut altaat on esitetty liitteen 6 pääkokoönpanokuvassa.

4.3 Pinnankorkeuden mitta

Prosessisuureiden mitta

Pinnanmittaus voidaan toteuttaa usealla eri tavalla. Mekaanisiin pinnankorkeuden mitta

Tässä työssä ylävesialtaan pinnankorkeuden mitta

$$p = \rho gh$$

KAAVA 5

p = hydrostaattinen paine (Pa)

ρ = nesteen tiheys (kg/m³)

g = maan vetovoiman kiihtyvyys (m/s²)

h = nestepinnan korkeus (m)

Pinnanmittausanturiksi valikoitui HydroFox DMU 08 -paineanturi, johon on integroitu läh

neanturia on saatavilla useille eri mittausalueille. Mittausalueeksi saadaan Labkotec Oy:stä suoritettujen kyselyiden mukaan 0–0,8 m. Lähettimessä on kaksijohdekytkentä, jolloin tarvittava käyttöjännite saadaan taajuusmuuttajasta. (Hydrostatic level indicator HydroFox DMU 08.)

Paineanturi asennetaan yläaltaan viemäriputken sisään, esimerkiksi 100 mm:n etäisyydelle altaan pohjasta. Tällöin lähetin antaa 4 mA:n virtaviestin vedenpinnan korkeuden vaihdellessa 0–100 mm:n välillä altaan pohjasta mitattuna. Tätä aluetta voidaan kutsua mittausalueen nollakohdaksi. Mikäli vedenpinta yläaltaassa pääsee nousemaan 900 mm:n korkeudelle, painelähetin antaa 20 mA:n virtaviestin. Anturi on suunniteltu roikkumaan kaapelinsa varassa, mutta kaapeli voidaan tukea esimerkiksi kepin ympärille, jolloin se ei pääse venymään. Pinnankorkeuden säädöstä ja taajuusmuuttajasta kerrotaan tarkemmin luvussa 5.

4.4 Putkiston ja putkivarusteiden mitoitus

Pumpun putkiston suunnittelussa huomioidaan tarvittavan vesivirran suuruus ja virtausnopeus. Virtausnopeus ei saa ylittää suositeltuja arvoja eroosion ja melutason vuoksi. Putkiston hankinta- ja käyttökustannuksiin tulee lisäksi kiinnittää huomiota. Läpimitaltaan pienet putket ovat edullisempia hankkia, mutta niistä aiheutuu suuremmat hydrauliset häviöt, mikä lisää tarvittavaa nostokorkeutta. Putkikoko ei saa myöskään olla pumpun laippojen nimellismittoja pienempi. (Kesti 1992, 83; Wennström 1978, 135.)

Putken nimelliskoko DN kuvaa putkiston osien keskinäistä suuruutta. Hiiliteräs- ja ruostumattomille putkille DN-koko vastaa likimain putkiston osien sisähalkaisijaa. Tätä lukuarvoa ei voi suoraan käyttää putkiston mitoituslaskemissa. Putkien dimensiot on selvitettävä esimerkiksi PSK-standardeista. Putkikoko voidaan mitoittaa virtausnopeuden tai painehäviön mukaan. (Kesti 1992, 27–29.)

Veden virtausnopeussuositukset löytyvät kullekin teollisuusputken nimelliskoolle PSK 2401 -standardista. Standardi käsittelee paineellisissa putkissa virtaavien aineiden virtausnopeuksien ohjearvoja. Virtausnopeussuosituksiin vaikuttaa putken koko. Suuremmilla putkikoilla sallitaan suuremmat virtausnopeudet. Taulukot on laadittu pumpun paineputkille. Imuputkilla virtausnopeussuositukset ovat 50–70 % taulukoiduista arvoista. (PSK 2401. 2009, 1–3.)

Virtausnopeussuosituksen ja vaaditun tilavuusvirran avulla saadaan selville kaavan 6 mukaan putkelta vaadittu sisähalkaisija, jolla suositeltu virtausnopeus toteutuu (Kesti 1992, 29). Putkitaulukoista voidaan valita laskennallisesti saatua sisähalkaisijaa parhaiten vastaava putkikoko. Kaavan symboleja on muutettu alkuperäisestä lähteestä.

$$d_s = \sqrt{\frac{4 q_v}{\pi v}} \quad \text{KAAVA 6}$$

d_s = putken sisähalkaisija (m)

q_v = tilavuusvirta (m³/s)

v = keskimääräinen virtausnopeus (m/s)

Virtauksia voidaan verrata keskenään dimensiottoman Reynoldsin luvun avulla. Virtausmuoto riippuu virtaavan fluidin tiheydestä, keskimääräisestä virtausnopeudesta, dynaamisesta viskositeetista sekä karakteristisesta pituudesta. Karakteristinen pituus on ympyräpoikkipinta-aisessa putkivirtauksessa putken sisähalkaisija. Reynoldsin luku lasketaan kaavan 7 mukaan. (Kesti 1992, 73.) Kaavan symboleja on muutettu alkuperäisestä lähteestä.

$$Re = \frac{\rho v d}{\eta} \quad \text{KAAVA 7}$$

Re = Reynoldsin luku

ρ = fluidin tiheys (kg/m³)

v = virtausnopeus (m/s)

d = karakteristinen pituus (m)

η = dynaaminen viskositeetti (Pas = Ns/m² = kg/ms)

Putkivirtaus on Reynoldsin luvun mukaan joko laminaarista tai turbulenttista. Putkivirtaukset katsotaan laminaareiksi kun $Re < 2000$. Virtaus on täysin turbulenttinen, kun $Re > 4000$. Laminaarisen ja turbulenttisen virtauksen välillä oleva virtaus on kriittisellä alueella, jossa on piirteitä sekä laminaarisesta että turbulenttisesta virtauksesta. Putkistomitoituksessa voidaan virtausta pitää turbulenttisena, kun Reynoldsin luku on > 2000 . (Kesti 1992, 73, 75.)

4.4.1 Virtaushäviöt

Putkivirtauksessa aiheutuu kitkavastushäviöitä ja kertavastushäviöitä. Kitkahäviöt aiheutuvat virtaavan fluidin ja putken seinämän välisestä kitkasta. Kertavastukset aiheutuvat putkiston rakenteista, putkivarusteista, joita ovat muun muassa putkikäyrät, haaroitukset, supistukset, laajennukset ja venttiilit. (Ylikunnari 2015, 25.)

Turbulenttiselle putkivirtaukselle fluidin virtauksen aiheuttama kitkapainehäviö häviökorkeutena voidaan laskea kaavan 8 avulla (Kesti 1992, 78). Kaavan symboleja on muutettu alkuperäisestä lähteestä.

$$h_v = \lambda \frac{L v^2}{2 d_s g} \quad \text{KAAVA 8}$$

h_v = kitkapainehäviö (m)

λ = kitkavastuskerroin

L = putken suora pituus (m)

v = fluidin virtausnopeus (m/s)

d_s = putken sisähalkaisija (m)

g = putoamiskiihtyvyys (m/s²)

Kitkavastuskerroin voidaan lukea Moodyn käyrästä, kun tiedetään Reynoldsin luku ja putken sisähalkaisijan suhde seinämän karheuteen. Kerroin voidaan myös laskea kokemusperäisellä Churchillin yhtälöllä kaavan 9 mukaan. (Kesti 1992, 78–79.)

$$\lambda = 8 \left(\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A + B)^{\frac{3}{2}}} \right)^{\frac{1}{12}} \quad \text{KAAVA 9}$$

$$A = \left(2,457 \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + \frac{0,27k}{d_s}} \right) \right)^{16}$$

$$B = \left(\frac{37,53}{Re} \right)^{16}$$

λ = kitkavastuskerroin

k = putken karheus (m)

d_s = putken sisähalkaisija (m)

Re = Reynoldsin luku

Kitkavastuskerroin voidaan riittävällä tarkkuudella olettaa vakioksi samassa verkostossa (Ylikunnari 2015, 35). Liitteen 1 laskelmissa on määritetty kitkavastuskerroin virtaamalle 15 l/s ja tämän oletettu pysyvän vakiona myös muilla virtaamilla. Karheutena on uudelle teräsputkelle käytetty 0,05 mm.

Putkiston rakenneosan painehäviön suuruuteen vaikuttaa kertavastuskerroin. Putkivarusteen aiheuttama painehäviö saadaan kertomalla kertavastuskerroin dynaamisella paineella kaavan 10 mukaan. (Kesti 1992, 79–80; Mäkelä 2015, 17.)

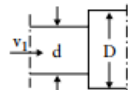
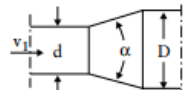
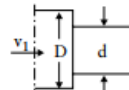
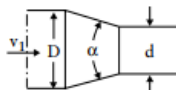
$$\Delta p_{\zeta} = \zeta \frac{1}{2} \rho v^2 \quad \text{KAAVA 10}$$

Δp_{ζ} = kertavastuksen aiheuttama painehäviö (Pa)

ζ = kertavastuskerroin

$\frac{1}{2} \rho v^2$ = dynaaminen paine (Pa)

Putkikartioiden aiheuttama kertavastuskerroin voidaan arvioida kuvan 12 perusteella. Laajennoskartion kertavastushäviöiden laskennassa häviö lasketaan kartiossa vallitsevan suurimman virtausnopeuden mukaan.

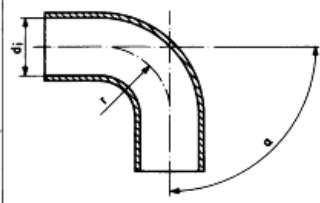
Expansion		Contraction					
							
Type	I	II	III		IV		
Type		d/D	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
I		$\zeta \approx$	0.56	0.41	0.26	0.13	0.04
II for	$\alpha = 8^\circ$	$\zeta \approx$	0.07	0.05	0.03	0.02	0.01
	$\alpha = 15^\circ$	$\zeta \approx$	0.15	0.11	0.07	0.03	0.01
	$\alpha = 20^\circ$	$\zeta \approx$	0.23	0.17	0.11	0.05	0.02
III		$\zeta \approx$	4.80	2.01	0.88	0.34	0.11
IV for	$20^\circ < \alpha < 40^\circ$	$\zeta \approx$	0.21	0.10	0.05	0.02	0.01

KUVA 12. Putkikartioiden kertavastuskertoimia (Selecting Centrifugal Pumps 2005, 25)

Putkikäyrien kertavastuskertoimet riippuvat käyrän taivutussäteen ja sisähalkaisijan suhteesta sekä putkikäyrän kulmasta kuvan 13 mukaisesti.

Pipe bend, resistance loss coefficient ζ .

α	$\frac{r}{d_i}$	1	1,5	2	4	6	
15°		0.03	0.03	0.03	0.03	0.03	Interior pipe wall smooth
30°		0.07	0.07	0.07	0.07	0.07	
45°		0.14	0.11	0.09	0.08	0.075	
60°		0.19	0.16	0.12	0.10	0.09	
90°		0.21	0.18	0.14	0.11	0.09	
15°		0.10	0.08	0.06	0.05	0.04	Interior pipe wall rough
30°		0.23	0.19	0.14	0.11	0.08	
45°		0.34	0.27	0.20	0.15	0.12	
60°		0.41	0.33	0.24	0.19	0.15	
90°		0.51	0.41	0.30	0.23	0.18	



KUVA 13. Putkikäyrien aiheuttamat kertavastukset (Sulzer Centrifugal Pump Handbook 1989, 192)

Venttiileiden ja muiden putkistoon liitettävien laitteiden osalta niiden aiheuttamat painehäviöt voidaan useimmiten määrittää valmistajien antamien kertavastuskertoimien tai painehäviökuvaajien avulla.

Myös staattinen nostokorkeus tulee voittaa pumpatessa. Korkeuseron aiheuttama paine-ero saadaan laskettua kaavan 5 avulla, kun korkeuserona käytetään alaveden pinnan ja pumpun paineputken purkausaukon keskilinjan välistä etäisyyttä.

4.4.2 Putkistomateriaali

Vesivoimalaboratorion putkistoon käytetään putkiluokan E0H1A mukaisia putkivarusteita. Putkiluokalle löytyy PSK 4230 -standardista putkien ja putkenosien materiaalit ja mitat. E0H1A-putkiluokan suurin sallittu paine on 6 bar 20 °C:n lämpötilassa. Käytettävät putkivarusteet näkyvät taulukossa 1. (PSK 4230. 2017, 1.)

TAULUKKO 1. Putkiluokan E0H1A putkivarusteet (PSK 4230. 2017, 11)

Putkivaruste	Mittastandardi	Materiaali
Putket	SFS-EN 10217-7	Austeniittinen ruostumaton teräs, EN 1,4307
Käyrät ja kartiot	SFS-EN 10253-4	Austeniittinen ruostumaton teräs, EN 1,4307
Irtolaippa	SFS-EN 1092-1, tyyppi 02	P265GH
Kaulus	SFS-EN 1092-1, tyyppi 35	Austeniittinen ruostumaton teräs, EN 1,4307
Ruuvit	SFS-EN ISO 4014	25CrMo4
Mutterit	SFS-EN ISO 4032	C35E
Aluslaatat	SFS-EN ISO 7089 Gr. A	S235JR
Tiivisteet	SFS-EN 1514-1, IBC	PTFE

Kiinteissä putkiliitoksissa käytetään standardin SFS 2143 mukaista hitsiliitosta, jossa railomuotoa ≤ 3 mm seinämäpaksuiselle putkelle käytetään I-railoa. Ilmarakona käytetään 2 mm:ä. (SFS 2143. 1977, 2.)

4.4.3 Pumpun imuputki

Imuputken painehäviöt tulee pitää pumpun kavitaation välttämiseksi pienenä. Kavitaatio tarkoittaa ilmiötä, jossa pumpattavan nesteen imupaine laskee alle nesteen höyrystymispaineen, jolloin nesteeseen syntyy höyrymuodostelmia. Höyrymuodostelmat kulkeutuvat virtauksen mukana juoksupyörälle, jossa pumppu muodostaa painetta. Höyrykuplat luhistuvat silmänräpäyksestä kasaan, jolloin kuplan ympärillä oleva vesimassa lyö voimakkaasti juoksupyörää vastaan. Tämä aiheuttaa pumpussa voimakasta kulumista ja ääntä. Kavitointi toistuessaan rikkoo pumpun ajan mittaan. Kavitaatoriskin vuoksi virtausta kuristetaan yleensä vain pumpun painepuolelta. (Huhtinen ym. 2013, 147; Nilsson 1978, 21.)

Kavitaatoriskiä voidaan arvioida $NPSH_{av}$ -arvolla. Käytettävissä oleva $NPSH$ -luku eli toisin sanoen imukyky lasketaan avonaiselle järjestelmälle kaavan 11 mukaan (Nilsson 1978, 23).

$$NPSH_{av} = \frac{p_b - p_d}{g\rho} - H_{sgeo} - H_{sv} \quad \text{KAAVA 11}$$

$NPSH_{av}$ = käytettävissä oleva imukyky (m)

p_b = vapaan ilmakehän paine (Pa)

p_d = pumpattavan nesteen kylläisen höyryn paine (Pa)

g = painovoiman kiihtyvyys (m/s^2)

ρ = pumpattavan nesteen tiheys (kg/m^3)

H_{sgeo} = geodeettinen imukorkeus. Imukorkeus jos arvo on positiivinen, tulopainekorkeus jos negatiivinen (m)

H_{sv} = imuputken hydraulinen häviökorkeus (m)

Geodeettisen imukorkeuden määrittelyssä tulee ottaa huomioon, sijaitseeko pumpun imulaipan keskilinja imualtaan pintaa ylempänä vai alempana. Mikäli imulaipan keskilinja sijaitsee imualtaan pinnankorkeutta alempana, on käytettävissä oleva imukyky suurempi kuin tilanteessa, jossa pumpun imulaipan keskilinja sijaitsee altaan pintaa ylempänä. (Nilsson 1978, 22.)

Imujohdon hydraulinen häviö voidaan laskea kaavalla 12 (Nilsson 1978, 23).

$$H_{sv} = \left(\Sigma \zeta + \lambda \frac{L}{d} \right) \frac{Q^2}{2gA_s^2}$$

H_{sv} = imujohdon hydraulinen häviö (m)

$\Sigma \zeta$ = kertavastuskerrointen summa

λ = kitkavastuskerroin

L = imujohdon pituus (m)

d = imujohdon sisähalkaisija (m)

Q = vesivirta (m³/s)

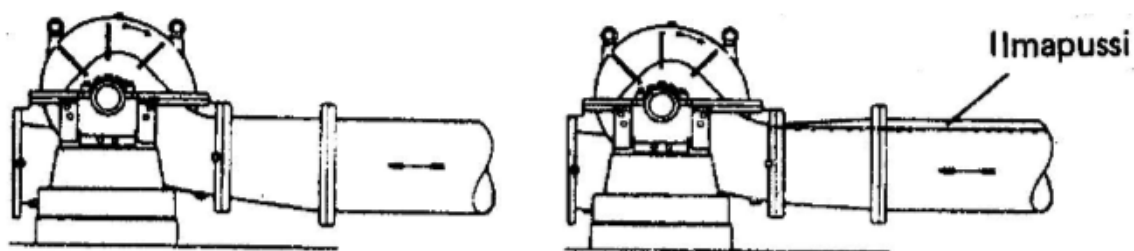
g = painovoiman kiihtyvyys (m/s²)

A_s = imujohdon poikkipinta-ala (m²)

Imuputkeksi valitaan DN 125. Vedelle tällä putkikoolla suositeltu virtausnopeus on painepuolella 2,0 m/s, jolloin imupuolella virtausnopeussuositus vastaa 1,0–1,4 m:ä/s PSK 2401 -standardin mukaisesti. Vesivoimalaboratorion suunniteltu vesivirta vaihtelee välillä 11–19 l/s, jolloin DN 125 -putkikoko täyttää hyvin virtausnopeussuosituksen. Liitteen 1/1 laskentataulukkoon on tehty virtausnopeustarkastelut, painehäviölaskelmat ja NPSH-tarkastelu. Käytettävissä olevaksi imukyvyksi saadaan vesivirtoja vastaavilla mitoituspinnankorkeuksilla reilut 10 metriä, kun prosessiin valittu pumppu on sijoitettu aluslevylleen ja aluslevy asennettu lattiapinnan tasolle.

Imuputken keskilinja asennetaan 100 mm:n etäisyydelle altaan pohjasta sekä vähintään putkihalkaisijan etäisyyden verran seinämästä. Imuputken pää asennetaan altaan sisälle $0,5 \times d_E$ -etäisyydelle seinämästä. Imuputken päähän, putken sisäreunaan tehdään 45 asteen viiste, jolla saadaan pienennettyä sisääntulokappaleen aiheuttamaa painehäviötä. (Selecting Centrifugal Pumps. 2005, 24, 63.)

Imuputken tulee olla pumppuun päin nouseva ilmapussin syntymisen välttämiseksi. Nousuksi suositellaan vähintään 2 cm/m. Muodostunut ilmapussi irtoaa ajoittain aiheuttaen pumpun juoksupyörän imureunalla värähtelyä. Mikäli käytetään supistuskappaletta, sen tulee olla epäkeskeinen (kuva 14). Imuputki tulisi mitoittaa yhtä tai kahta putkikokoa suuremmaksi kuin pumpun imulaipan NS. (Johnsson 1978, 33; Wennström 1978, 136–137.)



KUVA 14. Vasemman puoleisessa kytkennässä on käytetty epäkeskeistä supistuskappaletta ilmapussin syntymisen välttämiseksi (muunnettu lähteestä Wennström 1978, 137)

Imuputken nousu toteutetaan tässä työssä leikkaamalla 2 kpl 5 asteen käyrää, esimerkiksi 90°:n putkikäyrästä (DN 125) ja hitsaamalla nämä suoraan putkeen kiinni.

Imuputken asennetaan Metson Neles -metallitiivisteinen kolmoisepäkeskeinen läppäventtiili L12A125AA käsikahvalla RH420. Venttiilin etuna käyttökohteeseen on sen viemä pieni tila, ja erinomaiset tiiveysominaisuudet. Läppäventtiili tulee erotusventtiiliksi imualtaan ja pumpun välille, jotta pumpulle voidaan tehdä huoltotöitä tyhjentämättä ala-altaita. Virtauksen kuristamiseen tätä ei tule käyttää. Valmistaja ilmoittaa venttiilin kertavastuskertoimeksi 0,85 venttiilin ollessa täysin auki. (Neles, Neldisc metallitiivisteinen kolmoisepäkeskeinen läppäventtiili, sarja L12. 2014, 1–4.)

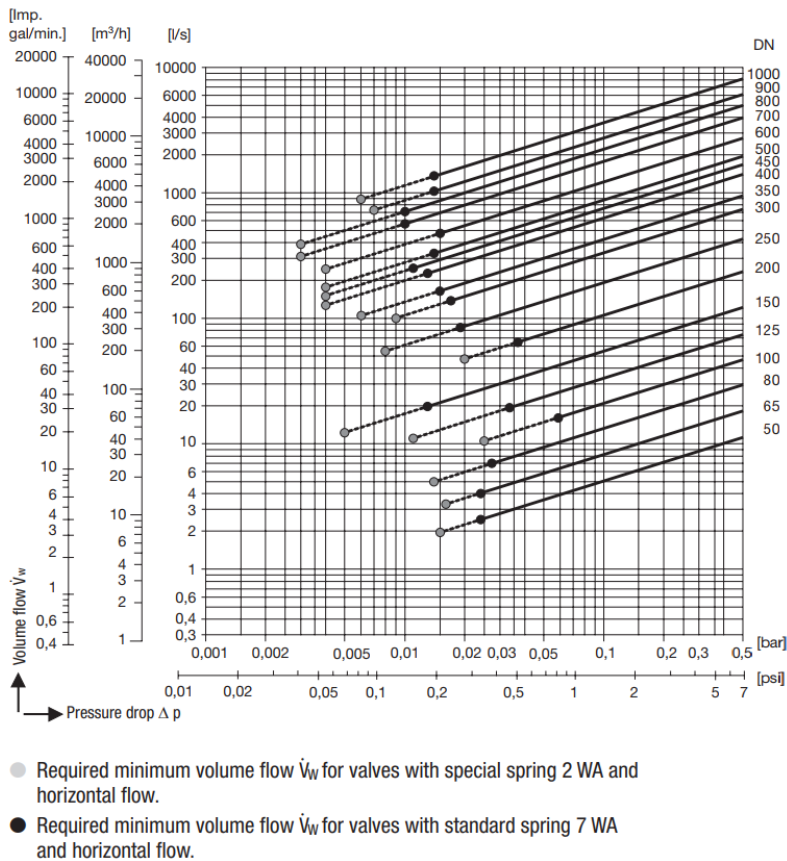
4.4.4 Pumpun paineputki

Paineputken kooksi valitaan DN 100 PSK 2401 -standardin virtausnopeussuosituksen perusteella. Virtausnopeussuositus tälle putkikoolle ja virtaavalle fluidille, vedelle on 1,7 m/s. Prosessin vesivirtoja vastaavat virtausnopeudet on esitetty liitteen 1/2 laskentataulukossa.

Prosessiin valitun pumpun painelaippa on kokoa DN 80. Tähän painelaippaan asennettavaan putkikauluslaippaan liitetään päittäishitsaamalla keskeinen laajennoskartio. Kartion jälkeiseen suoraan putkeen asennetaan PSK 7320 -standardin mukainen matala liukukannatin.

Suoran putken jälkeen asennetaan laippojen väliin takaiskuventtiili. Takaiskuventtiili tulee asentaa pumpun ja sulkuventtiilin väliin. Takaiskuventtiilillä säästetään pumppua nesteiskuilt ja pumpun pyöriminen takaperin sen pysähtyessä. Prosessiin valittiin Gestran valmistama BB 12C -kaksoisläppätakaiskuventtiili pienen painehäviönsä vuoksi. Takaiskuventtiilin asennusetaisyys pumppun painelaipasta pidetään valmistajan mukaan noin 5 x putkihalkaisija. (Dual-Plate Check Valves, 13; Wennström 1978, 140.)

Kuvassa 15 on esitetty prosessiin valitun takaiskuventtiilin painehäviökuvaaja. Prosessissa esiintyvät vesivirrat muunnetaan kuvaajaan soveltuviksi ekvivalenttisiksi vesivirroiksi. Vesivirtoja vastaavat painehäviöt saadaan DN 100 -suoran leikkauspisteestä. Takaiskuventtiili varustetaan 2 WA -erikoisjousilla, jotta vältetään takaiskun tarpeeton auki–kiinni-liike pienillä virtaamilla. Kaksoisläppätakaiskuventtiili erikoisjousineen voidaan tilata Oy Konwell Ab:n kautta.



KUVA 15. Gestra BB -takaiskuventtiilin painehäviökuvaaja (Dual-Plate Check Valves BB, 2)

Takaiskun jälkeiseen suoraan putkeen asennetaan Metson toimilaiteventtiili asennoittimella. Sää-
töventtiiliksi tulee laipallinen suora-aukkoinen MBV M1 -sarjan DN 100 -palloventtiili. Palloventtiili
on pehmeätiivisteinen neljänneskiertoventtiili, jossa on laaja säätöalue. Pehmeätiivisteiden etuna
metallitiivisteisiin nähden on niiden tiiveys matalissa lämpötiloissa (Joronen ym. 2015, 121). Toi-
milaitepaketin komponentit ovat seuraavat:

- venttiili: M1KA100AXVA
- toimilaite: B1CU11/40
- asennoitin: ND9103PN.

Suora-aukkoisen palloventtiilin kertavastuskerroin auki-asennossa on pieni. DN 100 -koolle on valmistaja ilmoittanut kertavastuskertoimeksi 0,05 venttiilin ollessa täysin auki. Toimilaite on pneumaattinen 2-toiminen mäntätoimilaite, jonka syöttöilmanpaine on 4 barG. (Neles, laipallinen suora-aukkoinen MBV palloventtiili, M1 sarja PN paineluokkiin. 2013, 1, 4; Pneumaattinen sylinteritoimilaite, B1-sarja. 2017, 1, 6.)

Säätöventtiilin suorituskykyä parannetaan asennoittimella, joka säättää venttiilin avautumaa ohjaussignaalin mukaan (Joronen ym. 2015, 126). Toimilaitteeseen tuleva asennoitin on Metson digitaalinen *Älykäs venttiiliohjain*. Asennoitin voidaan kytkeä esimerkiksi Profibus PA -kenttäväylään, josta se saa myös käyttöjännitteensä. (Älykäs venttiiliohjain ND9100P Rev. 2.2. 2008, 3–4.)

Pumpun paineputkeen asennetaan virtaussuunnassa säätöventtiilin jälkeen virtausmittari. Virtausmittauksen tarkoituksena on määrittää putken tai avokanavan poikkileikkauksen läpi virtaavan tilavuus- tai massavirran suuruus. Virtausmäärän selvittämiseksi virtaus johdetaan anturin läpi. Virtausprofiilin tulee olla symmetrinen, jotta vältetään virtausmittauksen mittausvirhe. Symmetrinen virtausprofiili edellyttää suoraa putkiosuutta. Virtauksen häiriökohdan jälkeinen suora putkipituus täysin kehittyneelle nopeusprofiilille turbulentsisessa virtauksessa voidaan laskea kaavan 13 avulla. Vaadittavan suoran putkiosuuden pituuteen vaikuttaa Reynoldsin luku ja putken sisähalkaisija. Virtauksen häiriökohtia ovat esimerkiksi putkimutkat ja venttiilit. (Pihkala 2010, 59–60; Kesti 1992, 84.)

$$L_{turb} = 0,693 D Re^{0,25}$$

KAAVA 13

L_{turb} = suora putkipituus täysin kehittyneelle turbulentsiselle nopeusprofiilille (m)

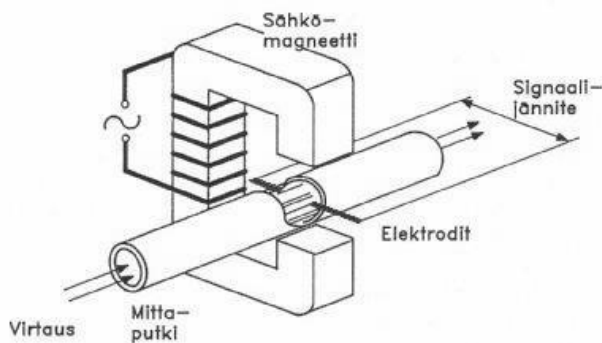
D = putken sisähalkaisija (m)

Re = Reynoldsin luku

Virtauksen mittaamisen voidaan käyttää DN 100 ABB:n ProcessMaster FEP 300 -elektromagneettista virtausmittaria, johon kuuluu seinälle asennettava vahvistin. Virtausmittariin on saatavilla Profibus PA -kenttäväyläliitäntä. Valmistaja suosittelee virtausmittarin menopuolen suoraksi putkipituudeksi vähintään 3xDN ennen mittaria ja mittarin jälkeiseksi suoraksi putkipituudeksi vähintään 2xDN. Sijoittelussa huomioidaan suosituksetäisyyksien lisäksi mittarille käsiksi pääsy yläsanteen hoitotasolta. Magneettisen virtausmittarin aiheuttama kertavastuskerroin on pieni, joten

painehäviö lasketaan suorana putkipituutena. (ProcessMaster FEP300 Electromagnetic flowmeter. 2016, 1,19, 34.)

Magneettisen virtausmittarin toiminta perustuu sähkömagneettiseen induktioon. Putken vastakkaisille puolille asennetut käämivyyhdit muodostavat magneettikentän kohtisuoraan virtaavaa nestettä vastaan. Virtaava neste leikkaa magneettikentän voimaviivoja, jolloin indusoituu mittauselektrodeille virtaukseen verrannollinen pieni jännite. Jännite johdetaan ulkoiselle vahvistimelle, josta saadaan standardiviesti. Tilanne on havainnollistettu kuvassa 16. (Pihkala 2010, 77.)



KUVA 16. Magneettinen virtausmittarin toiminta (Pihkala 2010, 76)

Paineputken virtaushäviöt prosessissa esiintyville vesivirroille on esitetty liitteen 1/2 laskentataulukossa.

4.4.5 Yläaltaan ohijuoksutusputki

Yläaltaaseen asennetaan turbiinin putkiston rinnalle ohijuoksutusputki, jonka kautta voidaan myös kierrättää vettä. Putkisto mahdollistaa laitteiston käytön muun muassa tilanteessa, jossa vesiturbiini on irrotettuna.

Ohijuoksutusputken koko arvioidaan Bernoullin lain ja jatkuvuusyhtälön avulla. Vesi virtaa putkessa painovoimaisesti. Bernoullin laki on esitetty kaavassa 14 (Inkinen – Tuohi 2008, 322).

$$p_1 + \rho g h_1 + \frac{1}{2} \rho v_1^2 = p_2 + \rho g h_2 + \frac{1}{2} \rho v_2^2 \quad \text{KAAVA 14}$$

p_1 = ilmakehän paine yläaltaan vedenpinnan tasolla (Pa)

ρ = fluidin tiheys (kg/m³)

g = putoamiskiihtyvyys (m/s²)

h_1 = yläaltaan vedenpinnan etäisyys referenssitasosta (m)

v_1 = yläaltaan vedenpinnan virtausnopeus (m/s)

p_2 = ilmakehän paine ohjauksutusputken purkausaukon tasolla (Pa)

h_2 = ohjauksutusputken purkausaukon etäisyys referenssitasosta (m)

v_2 = virtausnopeus ohjauksutusputken purkausaukolla (m/s)

Ohjauksutusputken purkausaukko sijaitsee likimain ala-altaan vedenpinnan tasolla, jolloin siihen vaikuttaa ilmakehän paine. Sama ilmakehän paine vaikuttaa myös yläaltaan pintaan. Näin ollen voidaan merkitä seuraavasti:

$p_1 = p_2 = 0$, jolloin yhtälö saadaan kaavan 15 mukaiseen muotoon:

$$\frac{1}{2} v_1^2 + g(h_1 - h_2) = \frac{1}{2} v_2^2 \quad \text{KAAVA 15}$$

Putkivirtaukselle pätee kaavan 16 mukainen jatkuvuusyhtälö (Inkinen – Tuohi 2008, 320):

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 \quad \text{KAAVA 16}$$

A_1 = yläaltaan poikkipinta-ala (m²)

v_1 = virtausnopeus yläaltaan pinnalla (m/s)

A_2 = ohjauksutusputken poikkipinta-ala (m²)

v_2 = virtausnopeus ohjauksutusputken purkausaukolla (m/s)

Yhdistämällä edellä johdetut kaavat, voidaan ohjauksutusputken purkausaukon virtausnopeus laskea kaavan 17 mukaisesti.

$$v_2 = \sqrt{\frac{2g(h_1 - h_2)}{\left(1 - \frac{A_2^2}{A_1^2}\right)}}$$

KAAVA 17

Ohijuoksutusputken purkausaukon vesivirta saadaan määritettyä kaavan 16 perusteella:

$$q_{v_2} = A_2 v_2$$

Edellä esitetty laskentamalli pätee kitkattomalle virtaukselle. Todellisuudessa virtaushäviöitä aiheutuu luvussa 4.4.1 kerrotuista kitkapainehäviöistä sekä kertavastushäviöistä. Ohijuoksutusputkeen tulee 3 kpl laippaliitoksia, säätöventtiili sekä virtausmittari. Putkikooksi arvioitiin DN 65. Painovoimaista virtausta voidaan kuristaa säätöventtiilillä. Putki johdetaan suoraan yläaltaan pohjasta ala-altaaseen.

Metson säätöventtiili-paketin komponentit ovat seuraavat:

- venttiili: M1KA065AXVA
- toimilaite: B1CU9/25
- asennoin: ND9103PN.

Venttiili on pumpun paineputken säätöventtiilin tavoin paineilmalla toimiva laippojen väliin asennettava palloventtiili, ja se varustetaan samalla asennoittimella. Venttiiliä voidaan siis ohjata Profibus PA -kenttäväylän kautta.

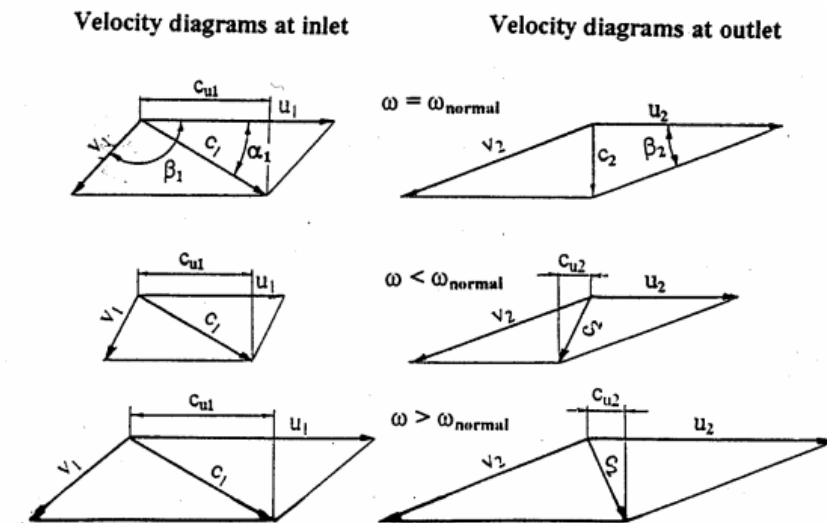
Virtausmittariksi tulee ABB:n ProcessMaster FEP300 DN 65, jossa on myös Profibus PA -kenttäväyläliitäntä. Virtausmittari asennetaan säätöventtiilin jälkeiseen putkeen laippaliitoksilla valmistajan suosituksetäisyyksiä noudattaen. Vahvistin on seinälle asennettavaa mallia.

4.4.6 Vesiturbiinin putkisto

Vesiturbiinin putkisto koostuu turbiinin tuloputkesta ja imuputkesta. Tuloputkella tarkoitetaan putkea, joka lähtee yläaltaan pohjasta ja johdetaan vesiturbiiniin. Imuputki on turbiinin jälkeinen putki, joka johdetaan turbiinista ala-altaaseen (Wiksten 2009, 234).

Vesiturbiinin tuloputkeksi valitaan suurempi putkikoko kuin ohijuoksutusputkeen. Syy on yksinkertainen. Turbiini aiheuttaa putkistossa painehäviön, jolloin turbiinin läpi ei virtaa niin paljon vettä kuin suorassa, kuristamattomassa putkessa. Vesiturbiiniputkiston virtaushäviötä on tarpeetonta

kasvattaa pienellä putkikoolla. Painehäviöitä aiheutuu turbiinin johtosiivissä, juoksupyörässä sekä imuputkessa (Kjølle 2001, 27). Painehäviöiden suuruus vesiturbiinin rakenneosissa on täysin riippuvainen virtausnopeuksista. Virtausnopeuksien suuruus riippuu johtosiipien ja juoksupyörän siipikulmista. Virtausnopeudet voidaan laskea aksiaalisen vesiturbiinin osille kuvan 17 mukaisten nopeuskolmioiden avulla, mikäli siipikulmat ovat tiedossa (Kjølle 2001, 27). Turbiinin tuloputken kooksi valitaan DN 125 vesiturbiinin valmistajan suositusten perusteella.



KUVA 17. Aksiaalisen Kaplan-turbiinin nopeuskolmiot (Kjølle 2001, 27)

Turbiinin tuloputkeen virtaussuunnassa ennen vesiturbiinia asennetaan Metson venttiilipaketti:

- venttiili: M1KA125AXVA
- toimilaite: B1CU11/40
- asennoitin: ND9103PN.

Imuputken mitoituksessa tulee ottaa huomioon kavitointiriski. Kavitoinnin välttämiseksi tulee staattisen paineen olla juoksupyörän jälkeen suurempi kuin virtaavan veden lämpötilaa vastaava kylläisen vesihöyryn paine. Kavitaatiovaara kasvaa imuputken pituuden kasvaessa. Staattinen paine vesiturbiinin juoksupyörän jälkeen voidaan määrittää kaavalla 18 (Wiksten 2009, 242).

$$p_s = p_{atm} - \rho g z_2 - \frac{1}{2} \rho c_2^2 + \Delta p_{ip} - \Delta p' \geq p'_h(T)$$

KAAVA 18

p_s = staattinen paine juoksupyörän jälkeen (Pa)

p_{atm} = vapaan ilmakehän paine (Pa)

ρ = veden tiheys (kg/m³)

g = painovoiman kiihtyvyys (m/s²)

z_2 = turbiinin juoksupyörän korkeus alavesipinnasta (m)

c_2 = veden virtausnopeus (m/s)

Δp_{ip} = entropian kasvusta aiheutuva painehäviö imuputkessa (Pa)

$\Delta p'$ = juoksupyörän siiven imupuolelle syntyvä paikallinen alipaine (Pa)

$p'_h(T)$ = virtaavan veden lämpötilaa vastaava kylläisen vesihöyryn paine (Pa)

Imuputken suunnittelu on haastavaa, kuten kaavasta 18 voidaan päätellä. Suunnittelu jätetään vesiturbiinin valmistajan tehtäväksi, jolla on tieto vesiturbiinin rakenteesta ja siipikulmista.

4.5 Pumpun mitoitus ja valintaperusteet

Pumput voidaan jakaa toimintaperiaatteen mukaan syrjäytuspumppuihin ja dynaamisiin pumppuihin. Syrjäytuspumpun toiminta perustuu pumpun pesässä olevaan syrjäytyselimeen, joka syrjäyttää nesteen poistoputkeen paineenalaisena. Syrjäytuspumput ovat siis määrättilavuuspumppuja, ja ne soveltuvat käyttökohteisiin, joissa nestemäärä halutaan pitää vakiona. Vastapaine ei juurikaan vaikuta syrjäytuspumpun vesivirran tuottoon. Syrjäytuspumput soveltuvat suurille nostokorkeuksille mutta pienille nestevirroille. Niitä käytetäänkin lähinnä annostelupumppuina. (Huhtinen ym. 2013, 134–135; Mäkelä 2015, 22.)

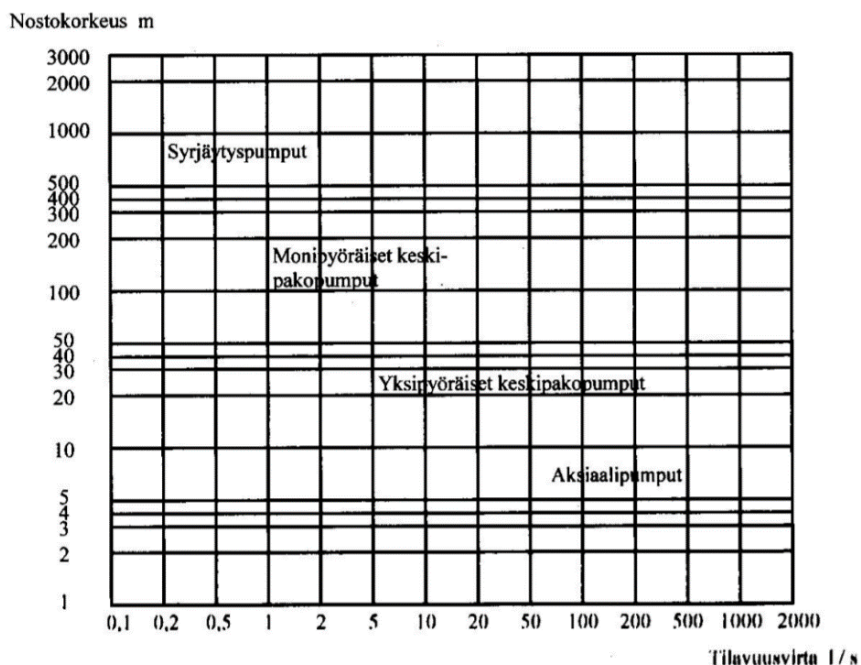
Dynaamisten pumppujen toiminta perustuu siihen, että mekaaninen energia tai liike-energia muutetaan liike-energiaksi ja paine-energiaksi. Tilavuusvirran kasvaessa, pumpun nostokorkeus pienenee. Dynaamiset pumput voidaan jaotella erikseen aksiaalipumppuihin, suihkupumppuihin ja keskipakopumppuihin. Aksiaalipumppuissa nesteen virtaus pumpun läpi on nimensä mukaisesti

aksaalista. Mekaaninen energia muutetaan liike- ja paine-energiaksi pumpun juoksupyörän avulla. Aksiaalipumpuilla voidaan pumpata suuria nestevirtoja, mutta nostokorkeudet ovat pieniä. (Huhtinen ym. 2013, 135–136.)

Keskipakopumput soveltuvat useisiin eri käyttökohteisiin minkä vuoksi se on teollisuudessa yleisin käytetty pumpputyyppi. Keskipakopumppuja käytetään sovelluksissa, joissa vaadittu nostokorkeus suhteutettuna vesivirtaan on suuri. Akselin teho välitetään kytkimestä pumpun siipi- eli juoksupyörään. Neste virtaa juoksupyörää kohti aksiaalisesti, mutta juoksupyörän siivissä virtaus suunta muuttuu radiaaliseksi. (Huhtinen ym. 2013, 135–136; Wiksten 2009, 178.)

Pumppujen tärkeimpiä suureita ovat tilavuusvirta, nostokorkeus, tehon tarve sekä hyötysuhde. Pumpuille laaditaan näiden suureiden perusteella ominaiskäyrät (Huhtinen ym. 2013, 137). Valmistajien esittämiä ominaiskäyriä hyödyntämällä voidaan valita käyttökohteeseen soveltuva pumppu.

Kuvassa 18 on esitetty pumppujen tyypillisimmät toiminta-alueet eri nostokorkeuksilla ja vesivirroilla. Vesivoimalaboratorioon soveltuva pumpputyyppi on yksipyöräinen keskipakopumppu, kun vaadittu nostokorkeus on noin 5 metriä ja vesivirta 11–19 l/s.



KUVA 18. Pumpputyytit toiminta-alueittain (Huhtinen ym. 2013, 134)

4.5.1 Pumppauksen häviöt

Pumppauksen teoreettinen tehontarve häviöttömälle pumpulle voidaan laskea kaavalla 19 (Huhtinen ym. 2013, 139).

$$P_{teor} = \rho g H Q \quad \text{KAAVA 19}$$

P_{teor} = teoreettinen tehontarve häviöttömälle pumpulle (W)

ρ = nesteen tiheys (kg/m³)

g = putoamiskiihtyvyys (m/s²)

H = nostokorkeus (m)

Q = tilavuusvirta (m³/s)

Todellisuudessa pumppauksessa esiintyy seuraavanlaisia häviöitä:

- hydrauliset häviöt
- vuotohäviöt
- mekaaniset häviöt. (Mäkelä 2015, 31).

Hydrauliset häviöt muodostuvat kitka- ja sysäyshäviöistä. Vuotohäviöitä aiheutuu muun muassa akselitiivisteiden vuodosta ja jäähtymisestä, sekä juoksupyörän ja pesän välisistä välyksistä. Takaisinvirtaus aiheuttaa turhaa energiankulutusta. Takaisinvirtaus on suurempaa kiintoainepitoisilla nesteillä. Mekaaniset häviöt aiheutuvat laakerien ja akselitiivisteiden, sekä juoksupyörän ulkopuolella sijaitsevien seinämän ja nesteen välisestä kitkasta. Mekaaniset häviöt eivät vaikuta pumpun nostokorkeuteen tai tilavuusvirtaan mutta lisäävät akselitehon tarvetta. (Mäkelä 2015, 32–35.)

Pumpun kokonaishyötysuhde voidaan määrittää häviöttömän pumppauksen tehontarpeen ja akselille vietävän tehon suhteena kaavan 20 mukaisesti (Mäkelä 2015, 34).

$$\eta_p = \frac{P_{teor}}{P_a} \quad \text{KAAVA 20}$$

η_p = pumppauksen hyötysuhde

P_{teor} = häviöttömän pumppauksen tehontarve (W)

P_a = akselitehon tarve (W)

4.5.2 Tarvittava nostokorkeus

Pumpun on tuotettava prosessiin staattinen nostokorkeus. Tällä tarkoitetaan imualtaan pinnan ja paineputken purkausaukon keskilinjan välistä korkeuseroa. Pumpun kierrosnopeus säätyy ylävesialtaan pinnankorkeuden mukaan. Staattinen nostokorkeus kasvaa alavesialtaiden pinnankorkeuden laskiessa. Vedenpinnan taso ei yläaltaassa nouse mitoitustilanteessa paineputken purkausaukon yläpuolelle. Näin ollen laskelmissa ei tarvitse ottaa huomioon vesipatsaan hydrostaattisesta paineesta aiheutuvan vastapaineen muutosta suhteessa yläaltaan vedenpinnan tasoon. Laskelmat staattisista nostokorkeuksista ylävesialtaan pinnankorkeuden mukaan on esitetty liitteen 2 laskentataulukossa. Staattisen nostokorkeuden muutos on pieni johtuen ala-altaiden suuresta vesitilavuudesta suhteessa ylävesialtaan vesitilavuuteen.

Pumpun on tuotettava prosessiin myös dynaaminen nostokorkeus, jonka suuruus riippuu imu- ja paineputken virtaushäviöiden aiheuttamasta häviökorkeudesta. Kuten aikaisemmin tässä työssä todettiin, virtaushäviöiden suuruus riippuu tuotetusta vesivirrasta. Liitteen 2 laskentataulukko on yhdistetty dynaamiseksi nostokorkeudeksi imu- ja paineputkistossa vesivirtaa vastaavat kitka- ja kertavastusten aiheuttamat häviökorkeudet.

Staattisten ja dynaamisten nostokorkeuksien selvittämisen jälkeen voidaan määrittää pumpulta vaadittu kokonaisnostokorkeus. Kokonaisnostokorkeus on staattisen ja dynaamisten nostokorkeuden summa. Kokonaisnostokorkeudet on esitetty myös liitteen 2 laskentataulukossa.

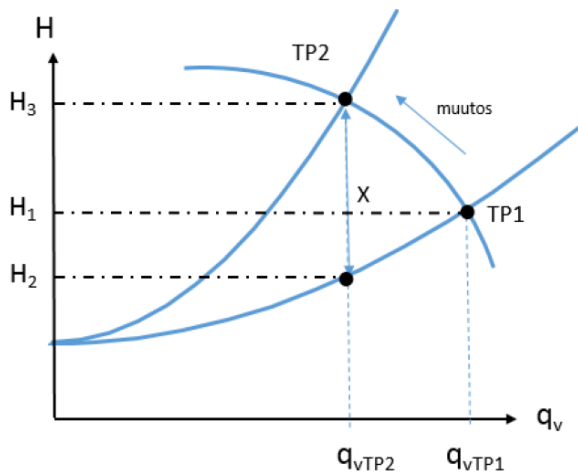
4.5.3 Pumpun tuoton säätö

Pumppujen tuottoa voidaan säätää eri tavoin. Yleisimmät säätötavat ovat seuraavat:

- kuristussäätö
- pyörimisnopeuden säätö
- on-off-säätö
- ohivirtaussäätö
- juoksupyörän halkaisijan muuttaminen. (Energiatehokkaat pumput. 2011, 8; Mäkelä 2015, 69).

Kuristussäädössä rajoitetaan nesteen virtaamaa säätöventtiilin avulla. Kuristussäätö on yleinen säätötapa vesivirran tarkan säädettävyyden vuoksi. Kuristus aiheuttaa painehäviöitä, eli käytän-

nössä se lisää pumppaushäviöitä ja energiankulutusta. Keskipakopumpun tapauksessa kuristussäätö tehdään painepuolelta. Imupuolelta kuristettaessa aiheutetaan pumpulle kavitaatiovaara. Kuvassa 19 on esitetty putkiston ominaiskäyrä verkostossa, jossa on korkeuserosta johtuva staattinen nostokorkeus. Putkiston ominaiskäyrä muuttuu kuvan mukaisella tavalla käytettäessä kuristussäätöä. Mitta X edustaa tarpeetonta nostokorkeutta, joka on kuristettava. (Mäkelä 2015, 69, 76–77.)



KUVA 19. Virtaaman kuristussäätö (Mäkelä 2015, 77)

Vesivoimalaboratorion pääsääntöinen pumpun säätötapa on pyörimisnopeuden säätö. Säätötapa toteutetaan taajuusmuuttajan avulla, joka saa ylävesialtaan pinnankorkeutta vastaavan virtavies-
tin. Pyörimisnopeuden säädöllä vaikutetaan pumpun juoksupyörän kierrosnopeuteen. Kierrosno-
peuden vaikutusta pumpun suoritusarvoihin voidaan arvioida affiniteettisääntöjen avulla, mikäli
pumpun ominaiskäyriä ei ole saatavilla. Tilavuusvirta muuttuu suoraan verrannollisena pumpun
kierroslukuun kaavan 21 mukaisesti (Huhtinen – Korhonen – Pimiä – Urpalainen 2013, 142).

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad \text{KAAVA 21}$$

Q_1 = tilavuusvirta pyörimisnopeudella 1 (m³/s)

Q_2 = tilavuusvirta pyörimisnopeudella 2 (m³/s)

n_1 = pyörimisnopeus 1 (r/min)

n_2 = pyörimisnopeus 2 (r/min)

Pumpun nostokorkeus muuttuu kaavan 22 mukaan verrannollisesti kierrosluvun toiseen potenssiin (Huhtinen ym. 2013, 142).

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad \text{KAAVA 22}$$

H_1 = nostokorkeus 1 (m)

H_2 = nostokorkeus 2 (m)

n_1 = pyörimisnopeus 1 (r/min)

n_2 = pyörimisnopeus 2 (r/min)

Pumpun tehon tarve on verrannollinen kierrosluvun kolmanteen potenssiin kaavan 23 mukaisesti (Huhtinen ym. 2013, 142).

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad \text{KAAVA 23}$$

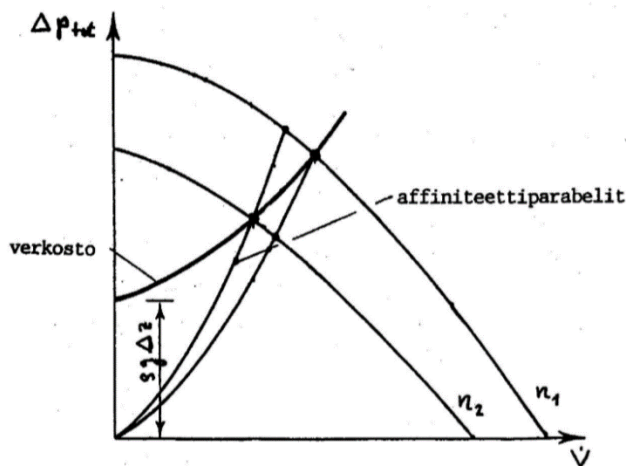
P_1 = Teho 1 (W)

P_2 = Teho 2 (W)

n_1 = pyörimisnopeus 1 (r/min)

n_2 = pyörimisnopeus 2 (r/min)

Suljetussa verkostossa ei aiheudu nostokorkeudesta tai vastapaineesta häviökorkeutta, jolloin affiniteetti-paraabeli kulkee verkoston ominaiskäyrää pitkin. Tällöin pumpun toimintapisteeksi tulee verkoston ominaiskäyrän ja pumpun ominaiskäyrän leikkauspiste. Sen sijaan avoimessa järjestelmässä, jossa on korkeuserosta aiheutuva staattinen nostokorkeus, verkoston ominaiskäyrä ei kulje origon kautta. Kuvassa 20 on esitetty uuden toimintapisteen määrittäminen avoimessa verkostossa, jossa pumpun pyörimisnopeutta muutetaan. Verkoston staattinen nostokorkeus pysyy vakiona. (Wiksten 2009, 223.)



KUVA 20. Kierrosnopeussäätöisen pumpun uuden toimintapisteen määrittäminen verkostossa, jossa on staattista nostokorkeutta (Wiksten 2009, 223)

Putkiverkostolle voidaan laatia ominaiskäyrä, kun tiedetään verkoston aiheuttama painehäviö jollakin virtaamalla. Ominaiskäyrä voidaan laatia kaavan 24 avulla. (Mäkelä 2015, 43; Ylikunnari 2015, 35.)

$$H_v = k q_v^2$$

KAAVA 24

H_v = virtauksen aiheuttama häviökorkeus (m)

k = vakio

q_v = vesivirta (m^3/s)

4.6 Pumpun valinta prosessiin

Kun tiedetään vaaditut nostokorkeudet, tilavuusvirrat ja pumpputyypin soveltuvuusalueet, voidaan pumpun valinta tehdä. Valintaa helpottamaan on tehty erilaisia valintaohjelmia. Valintaohjelmat antavat pumppuehdotuksia useimmiten hyötysuhteen perusteella. Jokaisella pumpulla on parhaimman hyötysuhteen toiminta-alue tietyillä virtaamilla ja nostokorkeuksilla.

Pumpuksi valikoitui edullisen tarjouksen ja ominaisuuksien vuoksi Sulzerin valmistama SNS1-80 (125–80–160) päästäimevä vaaka-akselinen yksivaiheinen keskipakopumppu. Pumpun imulaipan koko on DN 125 ja painelaipan koko DN 80. Pumppu varustetaan suurimmalla juoksupyörän

koolla 167,5 mm, sillä pyörimisnopeuden säätö toteutetaan taajuusmuuttajalla. Juoksupyörä on tyypiltään avoin, ja sillä voidaan pumpata nesteitä puhtaasta vedestä viskositeetiltaan suuriin nesteisiin. Sulzer mainostaa pumppua hyötysuhteeltaan erittäin hyväksi ja vaadittua NPSH-lukua pieneksi. Vähimmäishyötysuhdeindeksi (MEI) pumpulle on Sulzerin mukaan 0,7. Vuoden 2015 alusta voimaantulleen asetuksen mukaan MEI-luvun tulee olla $\geq 0,4$. Vähimmäishyötysuhdeindeksi kuvaa vesipumpun hyötysuhdetta toimintapisteissä BEP, PL ja OL. Näiden toimintapisteiden määritelmät on selitetty taulukossa 2. (KOM 25.6.2012/547; SNS End Suction Single Stage Centrifugal Pumps. 2016, 2, 6–7.)

TAULUKKO 2. BEP:n, PL:n ja OL:n määrittely (KOM 25.6.2012/547)

BEP (Best efficiency point)	Parhaimman hyötysuhteen toimintapiste, jossa hydraulinen hyötysuhde on suurin.
PL (Part load)	Pumpun toimintapiste osakuormalla. 75 % BEP:n tuotosta.
OL (Over load)	Pumpun toimintapiste ylikuormalla. 110 % BEP:n tuotosta

Pumpun akselitehon tarvetta, hyötysuhdetta ja pyörimisnopeutta liitteen 2 mukaisissa prosessipisteissä arvioitiin Sulzer Select -mitoitushjelman avulla. Syöttämällä mitoitushjelmaan vaadittu nostokorkeus ja vesivirta saadaan selville pumpun pyörimisnopeus, akseliteho ja hyötysuhde. Pyörimisnopeuksia voitaisiin arvioida myös affiniteettisääntöjen ja ominaiskäyrien avulla kuvan 20 mukaisella menetelmällä huomioiden staattisen nostokorkeuden muuttuminen. Mitoitushjelmalla saadut pyörimisnopeudet on kerätty liitteeseen 2. Pumpun ominaiskäyrä prosessipisteineen on esitetty liitteessä 3, ja se on laadittu yhteistyössä Sulzer Pumps Finland Oy:n kanssa. Taulukossa 3 on esitetty pumpun hyötysuhde, pyörimisnopeus ja akselitehontarve mitoituspisteessä.

TAULUKKO 3. Pumpun suoritusarvot mitoituspisteessä

Vesivirta (l/s)	15,0
Nostokorkeus (m)	4,9
Hyötysuhde (%)	77,7
Pyörimisnopeus (RPM)	1149
Akselitehontarve (kW)	0,93

4.7 Pumpun sähkömoottorin mitoitus ja valinta

Pumpun sähkömoottori mitoitetaan kattamaan pumpun akselitehontarve kuumenematta liikaa. Akselitehon tarve määräytyy siis pumpattavasta nestemäärästä, painehäviöistä ja pumpun hyötysuhteesta. Kun tiedetään pumpun akselitehon tarve ja pyörimisnopeus suurimmassa kuormitustilanteessa, voidaan laskea vaadittu kuormamomentti moottorilta kaavan 25 mukaisesti (Hietalahti 2013, 112, 140).

$$T_k = \frac{P_k}{\omega} = \frac{60 \cdot P_k}{2\pi n} \quad \text{KAAVA 25}$$

T_k = kuormamomentti (Nm)

P_k = kuormitusteho (kW)

ω = kulmanopeus (rad/s)

n = pumpun kierrosnopeus (RPM)

Kolmivaiheisen epätahtikoneen pääkomponentit ovat staattori ja roottori. Staattori pysyy moottorin käydessä paikallaan ja sen urissa on staattorikäänitys. Staattori sisältää pyörivän roottorin, jonka urissa on myös käänitys. Roottori pyörii epätahdissa staattorikentän kanssa. Magneettiken-

tän kiertonopeus eli staattorikentän pyörimisnopeus ja moottorin nimellinen pyörimisnopeus mää-
rättyvät staattorin käämirakenteesta (napapariluku) ja syöttöjännitteen taajuudesta kaavan 26
mukaan (Hietalahti 2013, 34–35).

$$n_s = \frac{f \cdot 60}{p} \quad \text{KAAVA 26}$$

n_s = staattorikentän pyörimisnopeus (RPM)

f = syöttöjännitteen taajuus (Hz)

p = napapariluku (=napaluku/2)

Suomessa sähköverkon syöttötaajuus on 50 Hz. Nelinapaisen moottorin nimellinen pyörimisno-
peus tällä taajuudella on 1500 RPM ja kuusinapaisen 1000 RPM. Epätahtikoneen roottori pyörii
staattoria jättämän verran hitaampaa. Suhteellinen jättämä voidaan laskea kaavan 27 avulla, kun
tiedetään staattorin pyörimisnopeus ja roottorin todellinen pyörimisnopeus (Hietalahti 2013, 35).

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad \text{KAAVA 27}$$

s = suhteellinen jättämä

n_s = staattorikentän pyörimisnopeus (RPM)

n = roottorin pyörimisnopeus (RPM)

Roottorin pyörimisnopeus voidaan laskea kaavan 28 avulla. Pyörimisnopeus on staattorikentän
pyörimisnopeutta pienempi jättämän vuoksi (Tietämisen arvoista asiaa taajuudenmuuttajista.
1992, 19).

$$n = \frac{f \cdot 60}{p} (1 - s) \quad \text{KAAVA 28}$$

n = roottorin pyörimisnopeus (RPM)

f = syöttöjännitteen taajuus (Hz)

p = napapariluku

s = suhteellinen jättämä

Liitteen 2 prosessiarvoista suurin pumpun pyörimisnopeus on 1269 RPM vesivirralla 19,0 l/s ja nostokorkeudella 5,48 metriä. Pumpun moottoriksi voidaan valita kierroslukujen perusteella joko 4-napainen tai 6-napainen epätahtikone. Nelinapaisen moottorin akseli pyörisi alinopeudella. Kuusinapaisen moottorin akseli pyörisi nimellistä nopeutta kovempaa. 4-napaisen koneen tapauksessa tulee ottaa huomioon kuormitettavuuden alenema, sillä moottorin tehonantokyky heikkenee moottorin akselin pyöriessä alinopeutta nimelliseen pyörimisnopeuteensa nähden. Huomioimalla kuormitettavuuden alenema saadaan momentin tarpeelle laskettua uusi arvo kaavan 29 avulla (Hietalahti 2013, 140).

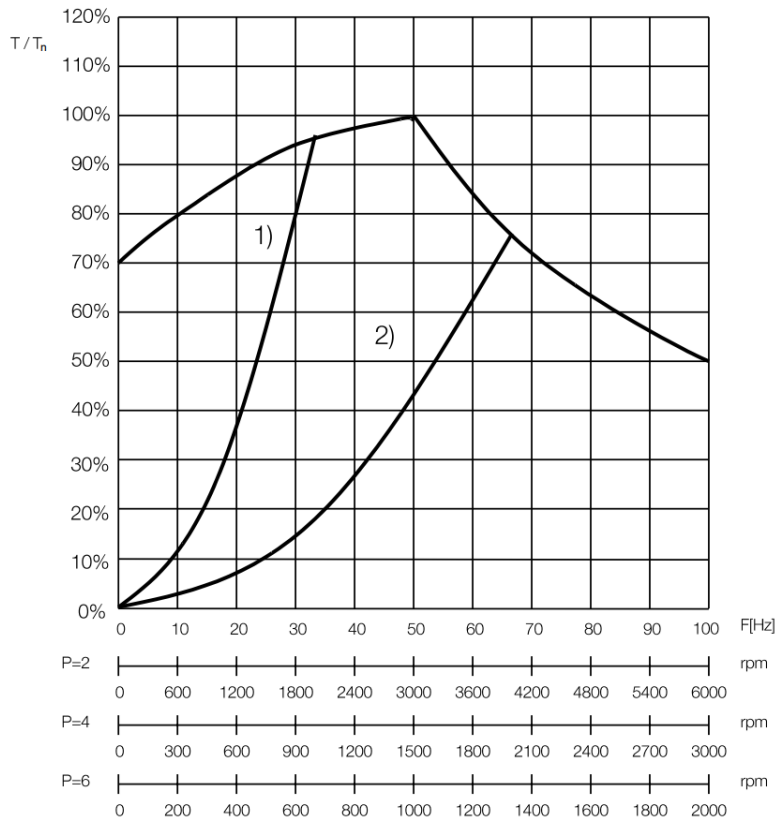
$$T_e = \frac{T_k}{\mu} \quad \text{KAAVA 29}$$

T_e = momentin tarve (Nm)

T_k = kuormamomentti (Nm)

μ = kuormitettavuus

Kuormitettavuuden alenemaa voidaan arvioida kuvan 21 mukaisella kuormitettavuuskäyrällä.



KUVA 21. Kuormitettavuuskäyrät pumpun moottoreille. 1) 2-napaiset moottorit, 2) 4-napaiset moottorit. (Sähkökäytön mitoitus, 25)

Valitun moottorin tehon tulee olla suurempi kuin saadusta momentista moottorin nimellisyörimisnopeudella laskettu teho kaavan 30 mukaan (Hietalahti 2013, 140).

$$P_e \geq \frac{2\pi n}{60} \cdot T_e$$

KAAVA 30

P_e = moottorilta vaadittu teho (kW)

n = moottorin nimellinen pyörimisnopeus (RPM)

T_e = momentin tarve (Nm)

Kuusinapaisen moottorin tapauksessa moottorin tulee tuottaa omalla nimellisellä pyörimisnopeudellaan kuormamomenttia suurempi momentti. Akselin nimellisyörimisnopeutta suuremmalla

pyörimisnopeudella käyvän moottorin vaatima momentin tarve määritellään kaavalla 31 (Hieta-lahti 2013, 141).

$$T_e = \frac{n}{n_N} \cdot T_k$$

KAAVA 31

T_e = momentin tarve (Nm)

n = pumpun kierrosnopeus (RPM)

n_N = moottorin nimellinen pyörimisnopeus (RPM)

T_k = kuormamomentti (Nm)

Saadulla momentintarpeella voidaan laskea moottorilta vaadittu teho kaavan 30 avulla. Kaavojen perusteella kuusinapaisen moottorin tehontarve on kuormitustilanteessa pienempi kuin 4-napaisen. Moottorin ja taajuusmuuttajan hyötysuhde laskee taajuuden pienetessä. 6-napaisella moottorilla taajuus saadaan pidettyä suurempana kuin 4-napaisen koneen tapauksessa prosessiolosuhteissa.

Taajuusmuuttajakäytössä moottorille syötettävä jännite ei ole täysin sinimuotoista. Tämä lisää moottorin häviöitä. Häviöt puolestaan johtavat moottorin lämpötilan nousuun. Häviöitä aiheutuu myös syöttökaapeleista. Pitkillä syöttökaapeleilla aiheutuu jännitteenalenemaa, jolloin moottorin terminen kuormitettavuus heikkenee. (Low Voltage Process Performance Motors According to EU MEPS. 2014, 14.)

Moottoriksi valittiin Sulzerin suositusten perusteella ABB:n 6-napainen 2,2 kW:n M3BP 112MJ 6 - epätahtimoottori. Syöttöjännite moottorille on 400 V. Moottorin nimellisellä pyörimisnopeudella 1000 RPM moottori pyörii 962 RPM. Suhteellinen jättämä on tällöin kaavan 27 mukaisesti 3,8 %. Tarkemmat tekniset tiedot moottorille on esitetty liitteessä 4. Moottori on varustettava EMC-kaapeliliitännällä taajuusmuuttajakäytön vuoksi.

4.8 Taajuusmuuttajan mitoitus ja valinta

Taajuusmuuttaja on elektroninen laite, jolla voidaan ohjata vaihtovirtamoottorin pyörimisnopeutta muuttamalla moottorin syöttötaajuutta. Taajuudenmuuttajaa käytetään yleisesti pumpun moottorin pyörimisnopeussäädössä, eli sillä voidaan muuttaa pumpun tuottoa. Moottorin pyörimisnopeuden säädön avulla säästetään energiaa, sillä se käy vain hetkellisen tarpeen mukaisella pyörimisnopeudella. Taajuusmuuttajassa on neljä pääosaa: tasasuuntaaja, välipiiri, vaihtosuuntaaja sekä ohjaus- ja säätöpiiri. Tasasuuntaajalla muutetaan 3-vaiheinen syöttöverkon vaihtojännite sykkiväksi tasajännitteeksi. Välipiirissä muunnetaan joko tasasuuntaajan jännite tasavirraksi, stabiloidaan sykkivä tasajännite, tai tasasuuntaajan vakiotasajännite muunnetaan muuttuvaksi jännitteeksi. Vaihtosuuntaajalla ohjataan moottorijännitteen taajuutta. Ohjauspiiri lähettää viestejä tasasuuntaajaan, välipiiriin ja vaihtosuuntaajaan. Taajuusmuuttajat voidaan jakaa kytkentätavan ja ohjauksen mukaan vakiovirtamuuttajiin CSI, pulssiampplitudimoduloiviin PAM ja pulssinleveysmoduloiviin PWM/VVC -taajuusmuuttajiin. (Tietämisen arvoista asiaa taajuudenmuuttajista. 1992, 7–8, 43–44).

Taajuusmuuttajan koko voidaan määrittää moottorin ottaman virran ja taajuusmuuttajan suurimman antovirran perusteella (Tietämisen arvoista asiaa taajuudenmuuttajista 1992, 85, 87). Lisäksi mitoitusta varten tulee tietää käytettävä verkkojännite (Hietalahti 2013, 137).

Prosessiin valikoitui Vacon 100 Flow -taajuusmuuttaja. Taajuusmuuttajan yleistiedot ovat seuraavat:

- tyyppi: VACON 0100-3L-0005-5-FLOW
- verkkoliitäntä: 380-500 V
- kuormitettavuus, jatkuva virta: 5,6 A
- kotelo: IP54. (Vacon 100 -taajuusmuuttajat säästävät energiaa ja parantavat prosessin ohjausta. 2016, 14, 18).

Taajuusmuuttajassa on muun muassa seuraavia prosessin säätöön tarvittavia ominaisuuksia:

- pehmotäyttö
- PID-säätö
- lepotila
- palautusraja lepotilasta. (Vacon 100 Flow AC Drives Application Manual. 2012, 8).

Taajuusmuuttaja saadaan kytkettyä Profibus DP -kenttäväylään laitteeseen lisättävällä OPT-E5-V -Profibus-kortilla ja Sub-D9 -liittimellä (Vacon 100 -taajuusmuuttajat säästävät energiaa ja parantavat prosessin ohjausta. 2016, 17). Taajuusmuuttaja tilataan STM Finland Oy:n kautta.

4.9 Kenttäväylä

Vesivoimalaboratorioon valitut kenttälaitteet voidaan kytkeä Profibus PA -kenttäväylään. Kenttäväylän avulla saadaan tieto kerättyä ohjausjärjestelmään ja sen kautta saadaan säädettyä toimilaitteventtiileiden avaumaa. Profibus PA -väylä kytketään toimiakseen Profibus DP -väylään. Väylät voidaan yhdistää toisiinsa linkkilaitteella. Toinen yhdistämistapa on käyttää kytkinlaitetta. Profibus PA -väylän kenttälaitteet toimivat siis DP-väylän orjalaitteina. Kenttälaitteiden kytkentä esitetään luvussa 5. (Profibus.)

4.10 Paineilmajärjestelmä

Säätöventtiileiden toimilaitteet ovat pneumaattisia, eli ne tarvitsevat toimiakseen paineilmajärjestelmän. Paineilmajärjestelmän suunnittelussa tulee mitoittaa kompressori, paineilmasäiliö ja putkisto. Paineilman ohjaus toteutetaan automaatiojärjestelmällä. Tässä työssä paineilmajärjestelmää ei lähdetty mitoittamaan. Tarkkaan mitoittamiseen tarvitaan tieto kaikista järjestelmään liitettävistä paineilmaa käyttävistä laitteista. Vesialtaiden ja laitteiston puhtaanapidon kannalta järjestelmään tulisi liittää puhalluspistoolit. Laitoksen huoltoon voitaisiin käyttää paineilmatyökaluja.

4.11 Vesivoimalla tuotettu energia

Veden liike-energia muuntuu juoksupyörän pyörimisenergiaksi. Pyörimisenergia välittyy vesiturbiinin generaattorille akselin välityksellä, jolloin generaattorin staattorikenttään muodostuu sähkövirta. Vesivoimalaboratorion käytettävissä oleva putouskorkeus on pieni, joten vesiturbiinigenaattorin tuottama sähkötehokin jää melko pieneksi.

Saahkarin Kone Ky räätälöi vesiturbiinigenaattorin aina käyttökohteen mukaan. Käytyjen keskusteluiden perusteella vesivoimalaboratorioon voitaisiin valmistaa kondensaattorimagnetoitu epätahtigenaattori. Generaattorista sähkö voidaan varastoida esimerkiksi kahteen sarjaan kytkettyyn 12 voltin akkuun. Akustolta sähkövirta voidaan luonnollisesti käyttää 12 tai 24 voltin laitteistoon tai muuttaa invertterillä 230 voltin jännitteeksi. Sähköenergia voidaan käyttää esimerkiksi termostaattittomaan sähköpatteriin, jolloin saadaan vesivoimalla tuotettua lämpöenergiaa. Gene-

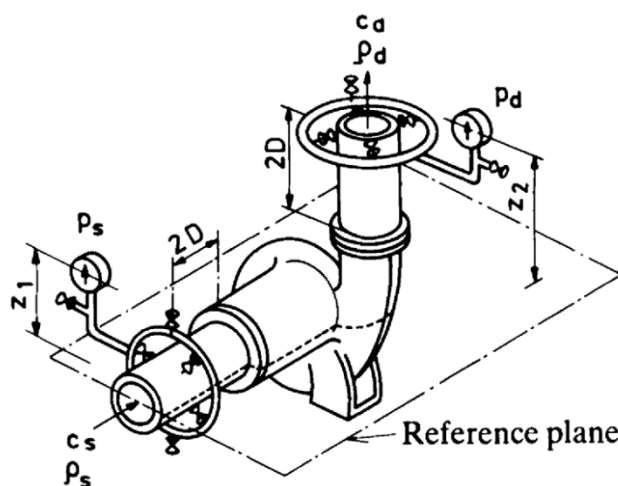
raattorin tuottama sähköteho mitoitustilanteessa voisi arviolta olla luokkaa 300 W. Pienen mittakaavan laitoksessa häviöihin kuluva suhteellinen osuus kokonaistehosta on suurempi verrattuna ison mittakaavan laitokseen. Todellinen sähkötehon tuotto selviää vasta käytännön mittauksilla.

4.12 Lisävarustelu

Vesivoimalaboratorioon voidaan liittää mittausautomaatiikkaa, jolla voidaan tarkastella prosessin toimivuutta ja suorituskkyä. Lisävarusteita ovat esimerkiksi staattiset painelähettimet ja vääntömomenttianturit.

4.12.1 Staattisen paineen mitta

Pumpun imu- ja paineputki voidaan varustaa staattisen paineen mittausyhteillä. Standardin SFS-EN ISO 9906 mukaan mittausyhteiden tulee sijaita kahden putkihalkaisijan etäisyydellä pumpun laipoista. Mittaus voidaan toteuttaa esimerkiksi neljällä standardin mukaisella mittausyhteellä, jotka yhdistetään toisiinsa rengasputkella. Rengasputkesta johdetaan yhdysputki painelähtelmelle, joka antaa esimerkiksi sähköisen standardiviestin tietokoneen automaatiojärjestelmään. Kuvassa 22 on esitetty staattisen paineen mittaus perinteisellä painemittarilla. Painelukemissa huomioidaan painemittareiden välinen korkeusero. (SFS-EN 9906. 2012, 30.)



KUVA 22. Staattisen paineen mittaus (Sulzer centrifugal pump handbook 1989, 92)

Pumpun todellista suorituskkyä voidaan arvioida sen tuottaman nostokorkeuden ja vesivirran perusteella. Kun tiedetään staattinen paine imu- ja painepuolella, virtausnopeudet ja painemittarien korkeusero, voidaan laskea kaavan 32 avulla pumpun nostokorkeus (Huhtinen ym. 2013, 138).

$$H = \left(\frac{p_p - p_i}{\rho g} \right) + h + \left(\frac{v_p^2 - v_i^2}{2g} \right)$$

KAAVA 32

H = pumpun nostokorkeus

p_p = painepuolen staattinen paine (Pa)

p_i = imupuolen staattinen paine (Pa)

ρ = veden tiheys (kg/m³)

g = putoamiskiinto (m/s²)

h = imu- ja painepuolen painemittareiden etäisyys (m)

v_p = nesteen virtausnopeus painepuolen painemittarin kohdalla (m/s)

v_i = nesteen virtausnopeus imupuolen painemittarin kohdalla (m/s)

Virtausnopeudet voidaan määrittää imu- ja paineputkelle kaavan 16 avulla kun putkien sisähalkaisijat tiedetään. Virtaama saadaan selville paineputken virtausmittarista.

Vastaavanlainen mittausjärjestely voidaan toteuttaa vesiturbiinille, eli asentaa mittarenkaat turbiinin tulo- ja imuputkeen. Turbiinin ja pumpun imuputkien staattisen paineen mittauksella voidaan arvioida kavitoiriskiä. Painelähettimien valinnassa tulee ottaa huomioon mittausalue. Lisäksi tulee valita mitaako anturi absoluuttista painetta vai ylipainetta. Imuputkiin voidaan valita absoluuttista painetta mittaavat anturit. Pumpun paineputkeen ja turbiinin tuloputkeen voidaan valita ylipainetta mittaavat anturit. Näiden lisäksi vesivoimalaboratorioon voidaan asentaa ilmakehän painetta mittaava paineanturi. Kaavan 33 avulla voidaan siten määrittää imu- ja painepuolen välinen paine-ero (Moran – Shapiro – Boettner – Bailey 2012, 14).

$$p_{gage} = p_{abs} - p_{atm}$$

KAAVA 33

p_{gage} = ylipaine (Pa)

p_{abs} = absoluuttinen paine (Pa)

p_{atm} = ilmakehän paine NTP-olosuhteissa (Pa)

4.12.2 Vääntömomenttianturi

Vääntömomenttianturi voidaan liittää pumpun akselille, jolloin kaavaa 25 soveltaen saadaan selville pumpun akseliteho. Kun tiedetään pumpun nostokorkeus ja vesivirta, voidaan kaavan 19 avulla laskea teoreettinen pumppaustehon tarve. Pumpun akselitehon ja teoreettisen pumppaustehon avulla saadaan selville pumpun hyötysuhde kaavaa 20 hyödyntäen. Taajuusmuuttajan kierrosnopeustiedon ja vääntömomentista lasketun kierrosnopeuden perusteella voidaan arvioida epätahtikoneen jättämää kaavan 27 avulla.

4.13 Rakenteet

Työn alkuvaiheessa annettiin ohjeistus osien koon rajoittamiseksi, että osat tulisi mahtua 75 cm:n leveästä ja 190 cm:n korkeasta oviaukosta läpi. Laitos suunniteltiin koottavaksi pulttiliitoksilla. Laitoksen rungon muodostamat rakenteet voidaan kuumasinkitä. Kuumasinkitystä varten hitsattuihin rakenneliitoksiin tehdään tuuletusreiät ja valumakanavat. Pultinreikiin jätetään kuumasinkitysvaara. (Kuumasinkityksen toimintaketju, yleisohje. 2007, 2–5.)

4.13.1 Tukirunko

Laitoksen tukirunko rakennetaan standardin EN 10219-1 mukaisista rakenneputkista. RHS-putkipalkit kestävät hyvin puristusta, sillä materiaali sijoittuu kauaksi putken poikkileikkauksen keskipisteestä, jolloin vääntöjäykkyys on suuri (Ongelin – Valkonen 2012, 69). Mallinnettu runkorakennelma on esitetty liitteessä 5.

Laitoksen perustan muodostaa kaksi 60 x 100 x 5 mm:n alapalkkia. Nurkkatolppia tulee 3 kpl ylätasanteen hoitotason kannattamiseen. Nurkkatolpat tehdään 80 x 80 x 6 mm:n neliöputkesta. Jokaiseen nurkkapalkkiin hitsataan 2 kpl 60 x 60 x 5 mm:n vinotukea 45 asteen kulmaan. Nurkkapalkkien alapäihin tehdään 61 x 95 mm:n aukotukset, joten tolpat saadaan kiinnitettyä tukevasti 60 mm:n leveysiin alapalkkeihin pulttiliitoksilla. Nurkkatolppien ja vinotukien yläpäihin hitsataan 5 mm:n paksuiset kiinnityslaput, joihin ylätasanteen potkulistana toimiva kehys saadaan kiinnitettyä pulteilla. Porrastikkaille tehdään oma tukipalkki 80 x 80 x 6 mm:n neliöputkesta, johon hitsataan 60 x 60 x 5 mm:n neliöputkesta tehdyt vinotuet.

Ylävesialtaan tukirakennelma koostuu neljästä 60 x 60 x 5 mm:n pystypalkista sekä vaakapalkkeista. Pystypalkkien päihin hitsataan myös 5 mm:n paksuiset laput, joihin yläaltaan aluskehikko voidaan pulteilla kiinnittää. Kahteen pystypalkkiin, palkkien alapäihin hitsataan molemmin puolin

kiinnityslaput, joilla pystypalkit voidaan pulteilla kiinnittää alapalkkiin. Kahteen pystypalkkiin hitsataan alapäihin 60 x 60 mm:n neliötangosta sorvatut kappaleet, joihin on tehty M14 kierre. Kierteisiin saadaan liitettyä kierretangolla varustetut konejalat. Konejalat tulevat lattiatasoa vasten, joten niillä voidaan tehdä korkeuden hienosäätö.

Ylätasanteen hoitotason tukirunko hitsataan 50 x 150 x 5 mm:n kulmaraudasta L-muotoiseksi ke-hikoksi. Kehikkoon voidaan asentaa Welandin tuotevalikoimasta löytyvät vakiokokoiset kuumasin-kityt jalkasäleiköt. Ylätasanteen kehikko toimii:

- hoitotason ritilöiden ja kaiteiden kannakkeena
- rakenteiden jäykistäjänä
- kaiteiden alapuolisena potkulistana
- porrastikkaiden kiinnityspisteenä
- paineputken kannatuksen kiinnityspisteenä.

Ylävesialtaan pystykehikko tuetaan kahdella 60 x 60 x 5 mm:n neliöputkesta valmistetulla vino-tuella. Vinotukien päihin hitsataan 5 mm:n paksuiset kiinnityslaput. Vinotuet voidaan pultata kiinni-tyslapuista runkorakenteeseen kiinni. Ylätasanteen alapuoliset tukitolpat ja portaikon tukitolppa yhdistetään toisiinsa ristituella. Ristituki valmistetaan 16 mm:n pyörötangosta ja lattaraudasta tai-vutetusta kiristyspannasta. Pyörötangon päihin tehdään M16-kierreet muttereita varten. Alapalk-kien molempiin päihin asennetaan pulttiliitoksilla 75 x 100 x 8 mm:n kulmaraudat, joilla estetään rakennelman sivuttaissuuntainen liike.

Rakenteiden nurjahduskestävyys arvioitiin kaavojen 34 ja 35 avulla. Nurjahdusvoima voidaan määrittää materiaalin kimmokerroin, poikkipinnan neliömomentin ja nurjahduspituuden avulla kaavan 34 mukaisesti (Karhunen – Lassila – Pyy – Ranta – Räsänen – Saikkonen – Suosara 1993, 421).

$$F_n = \frac{\pi^2 EI}{L_n^2}$$

KAAVA 34

F_n = nurjahdusvoima (Nm)

E = materiaalin kimmokerroin (N/mm²)

I = poikkipinnan neliömomentti (mm⁴)

L_n = nurjahduspituus (mm)

Puristussauvalle määritetään hoikkuusluku kaavan 35 mukaisesti (Karhunen ym. 1993, 422).

$$\lambda = \frac{L_n}{i} \quad \text{KAAVA 35}$$

λ = sauvan hoikkuusluku

L_n = nurjahduspituus (mm)

i = sauvan poikkipinnan jäyhyys säde (mm)

Eulerin toimivuutta arvioitiin materiaalin rajahoikkuusluvun ja sauvan hoikkuusluvun perusteella.

4.13.2 Porrastikkaat, työskentelytasot ja suojakaiteet

Ylätasanteelle pääsy järjestetään porrastikkaiden avulla. Ylätasanteen työskentelytaso ja porrastikkaat suojataan kaiteilla, jolla vältetään henkilöiden putoamisvaara. Porrastikkaita ja suojakaiteita koskevat määräykset löytyvät standardista SFS-EN ISO 14122-3. Työskentelytasolle ja kulutasolle koskevat määräykset löytyvät standardista SFS-EN ISO 14122-2.

Porrastikkaat tehdään WUC 170/3-sivupalkkiprofiilista, ja niihin kiinnitetään 160 x 600 mm:n askelmat. Nousukulmalle 60°:ta askelkorkeudeksi tulee 240 mm. Porrastikkaiden yläpäähän kiinnitetään 600 x 1000 mm:n tasoaskelma. (Käsikirja, 142–145.)

Ylätasanteelle kiinnitetään 1750 x 1000 mm:n ja 1140 x 1000 mm:n puristehitsatut ritilät. Kaiteet valmistetaan 42 mm:n käsijohteista ja 27 mm:n välijohteista (Käsikirja, 15, 170). Kuumasinkityt sivupalkkiprofiilit, askelmat, ritilätuotteet ja kaiteet voidaan tilata Weland Oy:ltä.

4.13.3 Putkiston kannatus

Pumpun imu- ja paineputken kannakoinnissa käytetään standardin PSK 7364 mukaisia tasokannattimia. Tasokannattimet soveltuvat lähellä lattiaa tai tasoa sijaitsevien putkien kannattamiseen. Standardin mukaisia tasokannattimia käytetään DN 50–500 kokoisten putkien kannatuksessa.

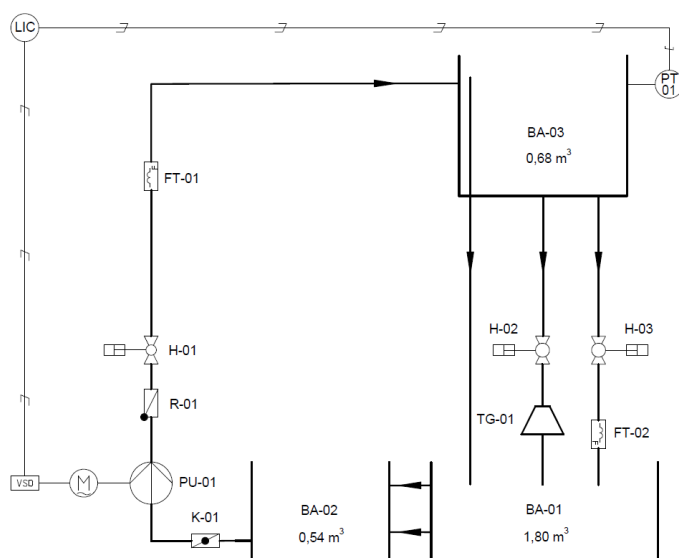
Kannakkeeksi tulee tasokannatin B, johon tulee standardin PSK 7307 putkikokoa vastaava putkisanca A sekä standardin PSK 7364 putkikokoa vastaava putkipalkki. Putkipalkki hitsataan sekundäärikannakkeeseen kiinni rakenteen B3 mukaisesti. (PSK 7364. 2015, 1, 3, 5; PSK 7307. 2015. 4.)

Pystyputkien sivuttaissuuntainen liike estetään standardin PSK 7320 mukaisilla matalilla liukukannattimilla. Pumpun paineputki ja turbiinin putkisto tuetaan liukukannattimien lisäksi laipoista pulttiliitoksin asennettavien putkipalkkien avulla.

5 TOIMINTAPERIAATE

Taajuusmuuttajaan parametroidaan etupaneelin kautta hydrostaattisen painelähettimen virtaviestiä 4–20 mA vastaavat pumpun kierrosnopeudet. Pinalähettimen antama virtaviesti on täysin riippuvainen yläaltaan pinnankorkeudesta. Pinnankorkeuksia vastaavat virtaviestit on esitetty liitteen 2 laskentataulukossa.

Taajuusmuuttajaan parametroidaan pehmotäyttö-alue vastaamaan virtaviestiä 4–7 mA. Tällöin taajuusmuuttaja ohjaa moottoria pyörittämään pumpun juoksupyörää vakio kierrosnopeudella 1031 RPM. Kun yläaltaan pohjalla on 0,275 metrin vesipatsas, painelähetin antaa taajuusmuuttajalle 7,5 mA:n virtaviestin, jolloin säätöalue vaihtuu pehmotäytöstä PID-säätöön. PID-säädön aikana taajuusmuuttaja säättää kierrosnopeutta virtaviestiä vastaavaksi. Pinnankorkeuden noustessa yläaltaassa virtaviesti kasvaa. PID-säätöalueen alkupäässä pinnankorkeus on yläaltaassa matalalla, jolloin taajuusmuuttaja antaa moottorille säätöalueen suurimman pyörimisnopeuden. Pinnankorkeuden noustua yläaltaassa pumpun pyörimisnopeus pienenee, sillä paineanturin antama virtaviesti kasvaa. Pinnankorkeuden noustua 0,85 metriin taajuusmuuttaja saa 19 mA:n virtaviestin, jolloin taajuusmuuttaja siirtyy PID-säätöalueesta lepotilaan. Lepotilassa taajuusmuuttaja ei pyöritä pumpun moottoria, jolloin pumppu ei pumpkaa vettä yläaltaaseen. Pinnankorkeuden laskiessa yläaltaassa riittävän alas, havahtuu taajuusmuuttaja virtaviestiin 7,5 mA, jolloin PID-säätö alkaa alusta ja yläallas täyttyy. Häiriötilanteita varten yläaltaassa on ylivuotoputki. Vesivoimalaboratorion toimintakaavio laitteineen on esitetty kuvassa 23.



KUVA 23. Vesivoimalaboratorion toimintakaavio

Käynnistystilanteessa yläallas, pumpun paineputki, turbiinin putkisto ja ohjauksutusputki ovat tyhjiä vedestä. Suurempi ala-allas BA-01 täytetään vedellä pinnankorkeudelle 0,736 m. Vesi virtaa kahden laippaliitoksen kautta pienempään pumpun imualtaaseen BA-02. Vedenpinta tasoittuu molemmissa altaissa samalle korkeudelle, sillä niihin vaikuttaa sama ilmakehän paine. Vesi virtaa myös pumpun imuputkeen ja pumpun pesään, sillä altaiden vedenpinta nousee täytettäessä pumpun pesää korkeammalle. Imuputken läppäventtiili K-01 pidetään aina auki-asennossa täyttö- ja ajotilanteessa. Yläaltaasta lähtevän turbiinin tuloputken palloventtiili H-02 pidetään täytön aikana suljettuna. Myös ohjauksutusputken palloventtiili H-03 on kiinni täytettäessä yläallasta.

Pumppu PU-01 käynnistetään suljettua paineputken palloventtiiliä H-01 vastaan ja avataan, kun riittävä paine saavutetaan pumpulla. Pumppu alkaa nostaa vettä virtaamalla 11 l/s yläaltaaseen BA-03 taajuusmuuttajan pehmotäyttö-ominaisuudella aluksi vakiokierrosnopeudella takaiskuventtiilin R-01 ja magneettisen virtausmittarin FT-01 läpi. Taajuusmuuttaja saa yläaltaan pinnankorkeutta vastaavan virtaviestin hydrostaattiselta painelähtetimeltä PT-01. Yläallas alkaa täyttyä, kun ohjauksutusputki ja turbiinin putki ovat täyttyneet (suljetut säätöventtiilit). Pinnankorkeuden noustua pehmotäyttörajalta PID-säätörajalle alkaa taajuusmuuttaja nostaa moottorin kierroksia arvoon, jolla pumppu pumpkaa 19 l/s. Yläaltaan pinnankorkeuden noustessa ja samalla ala-altaiden pinnankorkeuden laskiessa taajuusmuuttaja laskee pumpun kierrosnopeutta virtaviestiä ja pinnankorkeutta vastaavaan arvoon PID-säädöllä. Yläaltaan täytyessä 0,85 metriin menee taajuusmuuttaja lepotilaan. Nyt voidaan avata turbiiniputken säätöventtiili H-02, jolloin vesi alkaa virrata vesiturbiinin TG-01 lävitse. Virtaama on aluksi voimakkaampaa johtuen suuremmasta putouskorkeudesta, mutta yläaltaan pinnankorkeuden laskiessa virtaama vesiturbiinin läpi pienenee hieman.

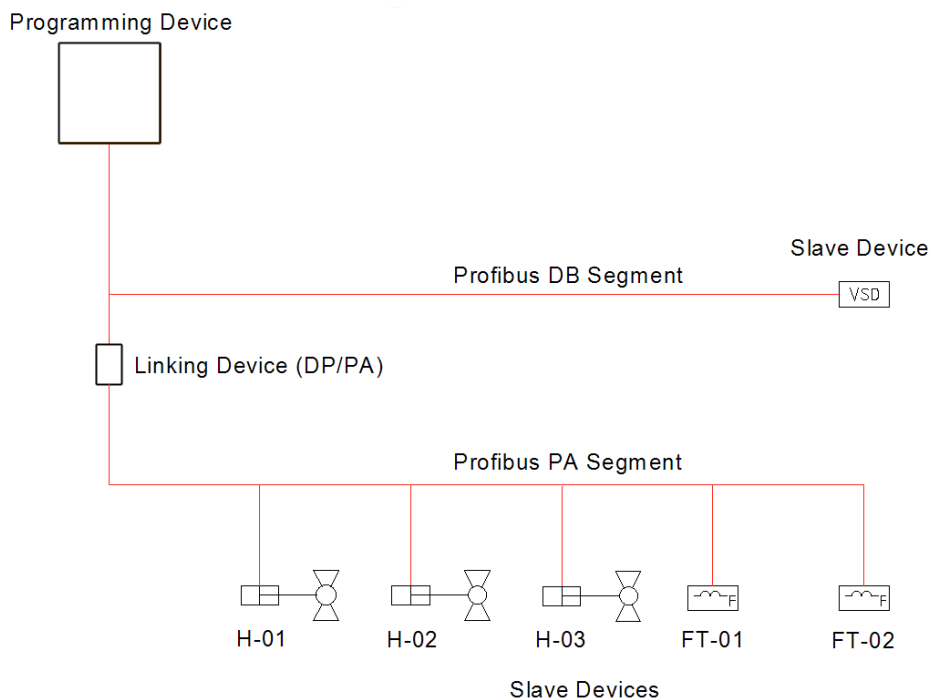
Pinnankorkeuden laskiessa taajuusmuuttajan havahtumisrajalle leporajasta alkaa pumppu pumpaamaan taas 19 l/s, jolloin pinta alkaa hitaasti nousemaan. Vesiturbiinin läpi virtaa vettä vähemmän kuin yläaltaaseen pumpataan. Palautusraja lepotilasta asetetaan sellaiselle pinnankorkeudelle, ettei vesiturbiiniin putkistoon pääse ilmaa liian matalasta pinnankorkeudesta johtuen. Kierrokset ja pumpun tuottama vesivirta laskevat taas pinnankorkeuden noustessa, kunnes saavutetaan tasapainotila, jolloin turbiinin imuputkesta tulee yhtä paljon vettä takaisin ala-altaaseen kuin yläaltaaseen pumpataan lisää. Vesiturbiinin juoksupyörän siipikulmat säädetään siten, että yläaltaan pinnankorkeudella 0,60 m vesiturbiinin läpi virtaa 15,0 l/s. Tällöin alaveden pinnankorkeus on 0,54 m, jolloin vesiturbiinin putouskorkeus on 3,40 m. Tarkemmat laskentatulokset aiheeseen

liittyen on esitetty liitteessä 2. Taajuusmuuttajan parametroinnissa on huomioitava epätahtikoneen suhteellinen jättämä, eli pumpun kierrokset ovat jättämää verran pienemmät kuin moottorin kierrokset. Vesiturbiinin läpi virtaavan veden määrä tasapainotilassa voidaan määrittää paineputken virtausmittarin avulla.

Yläaltaasta lähtevän erillisen ohijuoksutusputken kautta voidaan laitteistolla ajaa vesiturbiinista riippumattomia koeajoja ja ohjelmoida taajuusmuuttajaan erilaisia ajomalleja. Ohijuoksutusputkessa vesi virtaa säätöventtiilin H-03 ja magneettisen virtausmittarin FT-02 läpi.

Laitteiston käytön loputtua taajuusmuuttajan ja pumpun turvakytkimet käännetään 0-asentoon ja yläallas tyhjennetään ala-altaisiin avaamalla venttiilit H-02 ja H-03. Pumpun takaiskuventtiilin R-01 jälkeiseen paineputkeen voidaan liittää tyhjennysyhde, jonka kautta pystyputki saadaan tarvittaessa tyhjennettyä vedestä, kun pumppu on pysäytetty. Tyhjennysyhdetä voitaisiin käyttää myös pumpun ohivirtaussäädössä.

Säätöventtiilit, taajuusmuuttaja ja magneettiset virtausmittarit kytketään Profibus-kenttäväylään, joka liitetään tietokonejärjestelmään. Pumpulle voidaan tehdä suorituskykymittauksia ja tiedot prosessiarvoista voidaan helposti tallentaa tietokoneelle. Kenttäväylän periaatekytkentä pääkomponenteille on esitetty kuvassa 24.



KUVA 24. Periaatekuva kentälaitteiden kytkennästä Profibus PA/DP -kenttäväylään

6 KUSTANNUSARVIO

Vesivoimalaboratorion kustannukset koostuvat laite- ja materiaalikustannuksista sekä valmistus- ja rakentamiskustannuksista. Lisäkustannuksia aiheutuu myös laitteiston asentamisesta. Osien valmistamisen ja rakentamisen kustannuksia saadaan pienennettyä teettämällä työ oppilastyönä. Osakokoonpanojen valmistaminen voidaan teettää esimerkiksi ammattioppilaitoksilla. Laitoksen kasaaminen osakokoonpanoista voidaan teettää Oamk:n opiskelijoiden projektikursseilla harjoitustyönä.

Materiaalikustannuksista suurin menoerä muodostuu putkistosta ja kannakoinnista. Putkiston rakenneosista suurimmat kustannukset tulevat laippaliitoksista. Seuraavaksi suurin menoerä materiaalikustannuksista aiheutuu suorakaideputkipalkeista. Materiaalikustannuksiin tulisi varata noin 6 000–7 000 €.

Laitteiston aiheuttamista kustannuksista suurin kustannuserä tulee toimilaitteventtiileistä. Keskipakopumpusta ja moottorista saatiin edullinen tarjous. Muita laitteiston kustannuksia tulee muun muassa vesiturbiinista ja generaattorista, virtausmittareista, taajuusmuuttajasta sekä hydrostaattisesta paineanturista. Laitteistohankintoihin tulisi varata noin 19 000 €. Lisäkustannuksia aiheutuu muun muassa paineilmajärjestelmästä, kenttäväylästä sekä taajuusmuuttajan ja moottorin sähköistä.

Laitteistosta tehdään vielä erikseen tarjouskyselykierros, kun vesivoimalaboratorion rakentaminen varmistuu. Työhön saatujen tarjouskyselyiden perusteella pumppukäyttöiseen vesivoimalaboratorioon tulisi varata noin 25 000 €:n budjetti materiaali- ja laitehankintoja varten. Kustannuksiin voidaan vaikuttaa kilpailuttamalla hankinnat. Kustannukset nousevat putkikoon kasvaessa, jolloin tarvittavien putkivarusteiden koko kasvaa.

7 YHTEENVETO

Työssä tehtiin suunnitelma pumppukäyttöisestä vesivoimalaboratoriosta opetuskäyttöön. Laitokseen suunniteltiin nykyaikaista automatiikkaa, mikä mahdollistaisi laitteiston käytön etänä. Vesiturbiinin mitoitusvirtaamaksi määritettiin 15 l/s. Suurien virtaamien käyttöä rajoittaa veden pumppaus takaisin yläaltaaseen, millä on vaikutusta altain ja putkiston mitoitukseen. Matalan putouskorkeuden vesivoimaloissa vesiturbiinigeneraattorin tuottama suuri sähköteho perustuu suuriin vesivirtoihin. Vettä on vesivoimaloissa jatkuvasti käytettävissä suuria määriä, eikä sitä tarvitse pumpata takaisin yläaltaaseen. Pumppuvoimalaitoksia voidaan ajaa pienillä vesivirroilla ja tuottaa suuria sähkötehoja, sillä putouskorkeus on niissä suuri. Vesivoimalaboratorio suunniteltiin 5 metrin korkuiseen tilaan, jota ei voi kokonaan hyödyntää vesiturbiinin putouskorkeutena.

Suunnitellun vesivoimalaboratorion toimintaperiaate eroaa perinteisestä pumppuvoimalaitoksesta siten, että ohjausautomaatiikan avulla vettä pumpataan yläaltaaseen samanaikaisesti, kun vettä juoksutetaan turbiinin läpi. Jatkuvatoimisuus mahdollistaisi pumppausprosessin ja vesiturbiiniproessin samanaikaisen tarkkailun. Vesivoimalaboratorion tarkoituksena on havainnollistaa rinnakkaisten prosessien sähköenergian kulutusta ja tuottoa.

Pumpun akselitehontarve on laitoksessa arviolta noin 3-kertainen vesiturbiinista saatavaan tehoon nähden laitteiston toimiessa vakaassa tilassa. Pumpun tehontarpeeseen vaikuttavat pumppauksen hyötysuhde ja putkiston virtausvastukset sekä nostokorkeus ja vesivirta. Kokonaistehontarvetta kasvattavat moottorin ja taajuusmuuttajan aiheuttamat häviöt. Vesiturbiinin tuottamaan tehoon vaikuttavat turbiinin läpi virtaava vesivirta, kokonaisputouskorkeus ja hyötysuhde. Generaattorin ja kulutuskohteen väliset laitteet hukkaavat myös osan tuotetusta tehosta.

Prosessin säätöön voidaan käyttää myös monia muita variaatioita työssä esitetyn säätötavan lisäksi. Laboratorio tulisi toteutuessaan opetuskäyttöön, eli oppilaat voisivat suunnitella eri toteutustapoja säätöjärjestelmään. Pinnanmittaustieto voidaan johtaa esimerkiksi säätöventtiileille, jotka säätäisivät venttiilin avaumaa pinnankorkeuden mukaan.

Laitoksen suunnittelu oli varsin haastavaa. Suunnitteluun annettiin melko vapaat kädet, sillä budjettia ei ollut rajattu, eikä varsinaista laitoksen sijoituskohdetta ollut määritetty. Laitoksesta tulikin melko hintava toteuttaa tarjouspyyntöjen perusteella, mutta toteutuessaan vesivoimalaboratorio soveltuu useille eri energiatekniikan tutkinto-ohjelman opintojaksoille. Työstä laadittu 3D-mallinnus luovutetaan oppilaitoksen käyttöön jatkojalostusta varten.

LÄHTEET

Alanen, Raili – Koljonen, Tiina – Hukari, Sirpa – Saari, Pekka 2003. Energian varastoinnin nykytila. VTT tiedotteita 2199. Saatavissa: <http://www.vtt.fi/inf/pdf/tiedotteet/2003/T2199.pdf>.

Hakupäivä 28.12.2017.

DISCOCHECK Dual-Plate Check Valves BB. Datalehti. Gestra.

Dual-Plate Check Valves. Original Installation Instructions. Datalehti. Gestra.

Elliott, Chris 2014. Planning and Installing Micro-Hydro Systems. A Guide for Designers, Installers and Engineers. New York: Routledge.

Energiatehokkaat pumpput. 2011. Motiva. Saatavissa: https://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat_pumpput.pdf. Hakupäivä 21.1.2018.

Hietalahti, Lauri 2013. Teollisuuden sähkökäytöt. Tampere: AMK-kustannus Oy Tammertekniikka.

Huhtinen, Markku – Korhonen, Risto – Pimiä, Tuomo – Urpalainen, Samu 2013. Voimalaitostekniikka. Helsinki: Opetushallitus.

Hydrostatic level indicator HydroFox DMU 08. Datalehti. Afriso.

Inkinen, Pentti – Tuohi, Jukka 2008. Momentti 1. Insinöörifysiikka. Keuruu: Otavan Kirjapaino Oy.

Johnsson, Arne 1978. Keskipako- ja potkuripumppujen eräitä yksityiskohtia ja ominaisuuksia. Teoksessa Bergius, Owe – Blomsten, Bengt – Hedenfalk, Lennart – Johnsson, Arne – Kempe, Sten – Nilsson, Erik – Pegert, Gunnar – Ullgren, Sixten – Wennström, Lars 1975. Pumpputekniikka. Nesteiden pumppaus. Suom. Leonard Ahti. Helsinki: Insinöörilehdet Oy.

Joronen, Tero – Kovács, Jenő – Majanne, Yrjö 2015. Voimalaitosautomaatio. Helsinki: Suomen Automaatioseura ry.

Karhunen, Jouko – Lassila, Veikko – Pyy, Seppo – Ranta, Aarno – Räsänen, Satu – Saikkonen, Matti – Suosara, Eero 1992. Lujuusoppi. Helsinki: Gaudeamus Oy.

Kesti, Marko 1992. Teollisuusputkistot. Helsinki: VAPK-kustannus.

Kjølle, Arne 2001. Hydropower In Norway. Mechanical Equipment. Trondheim: Norwegian University of Science and Technology. Saatavissa: <https://www.ntnu.no/documents/381182060/641036380/Mechanical+Equipment+Kjolle+ny.pdf/83c2e69f-de23-4579-b5d5-4f3ed1ca4660>. Hakupäivä 17.1.2018.

KOM. 25.6.2012/547. Saatavissa: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:165:0028:0036:FI:PDF>. Hakupäivä 22.1.2018.

Kuumasinkityksen toimintaketju, yleisohje. 2007. Suomen kuumasinkitsijät R.Y. Saatavissa: http://www.kuumasinkitys.fi/kuumasinkityksen_toimintaketju_yleisohje_1_2007.pdf. Hakupäivä 30.1.2018.

Käsikirja. 5. painos. Datalehti. Finnrahti Oy.

Low voltage Process performance motors according to EU MEPS 2014. Datalehti. ABB. Saatavissa: [http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/bee094a0f8d00f3a83257d9e00315781/\\$file/Catalog_Process_Performance.pdf](http://www04.abb.com/global/seitp/seitp202.nsf/0/bee094a0f8d00f3a83257d9e00315781/$file/Catalog_Process_Performance.pdf). Hakupäivä 23.1.2018.

Moran, Michael J. – Shapiro, Howard N. – Boettner, Daisy D. – Bailey, Margaret B. 2012. Principles of Engineering Thermodynamics. Asia: John Wiley & Sons.

Mäkelä, Veli-Matti 2015. T350403 Koneoppi 1. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2015. Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.

Neles, laipallinen suora-aukkoinen MBV palloventtiili, M1 sarja PN paineluokkiin. 2013. Datalehti. Metso.

Neles, Neldisc metallitiivisteinen kolmoisepäkeskeinen läppäventtiili, sarja L12. 2014. Datalehti. Metso.

Nilsson, Erik 1978. Keskipako- ja potkuripumppujen teoriaa. Teoksessa Bergius, Owe – Blomsten, Bengt – Hedenfalk, Lennart – Johnsson, Arne – Kempe, Sten – Nilsson, Erik – Pegert, Gunnar – Ullgren, Sixten – Wennström, Lars 1975. Pumpputekniikka. Nesteiden pumppaus. Suom. Leonard Ahti. Helsinki: Insinöörilehden Oy.

Ongelin, Petri – Valkonen, Ilkka 2012. Rakenneputket. EN 1993 -Käsikirja 2012. Keuruu: Rautaruukki Oy.

Perttula, Jarmo 2000. Energiatekniikka. Porvoo: WS Bookwell Oy.

Pihkala, Juhani 2010. Prosessisuureiden mittaustekniikka. Helsinki: Opetushallitus.

Pneumaattinen sylinteritoimilaite, B1-sarja. 2017. Datalehti. Metso.

ProcessMaster FEP300 Electromagnetic flowmeter. 2016. Datalehti. ABB.

Profibus. Stonel Valve Communication Solutions. Saatavissa: <http://www.stonel.com/en/protocols/profibus>. Hakupäivä 15.1.2018.

PSK 2401. 2009. Putkiston virtausnopeudet. PSK Standardisointi.

PSK 4230. 2017. Putkiluokka E0H1A painelaitekäyttöön. Austeniittinen ruostumaton CrNi-teräs. PSK Standardisointi.

PSK 7307. 2015. Putkiston kannatus. Putkisanka A. DN 10 – 500. PSK Standardisointi.

PSK 7320. 2015. Putkiston kannatus. Liukukannatin, matala. DN 10-150. PSK Standardisointi.

PSK 7364. 2015. Putkiston kannatus. Tasokannattimet. PSK Standardisointi.

Pyhäsalmen kaivoksen elämä saattaa jatkaa hiukkastutkimuksessa ja säätövoimalana. Metso. Saatavissa: <https://www.metso.com/fi/showroom/kaivosala/pyhasalmen-kaivoksen-elama-saattaa-jatkua-hiukkastutkimuksessa-ja-saatovoimalana/>. Hakupäivä 1.2.2018.

Selecting Centrifugal Pumps. 2005. KSB. Frankenthal, Saksa: KSB Aktiengesellschaft.

SFS 2143. 1977. Teräsputkien sulahitsaus. Suosituksia päittäisliitosten railonmuodoille. Helsinki: Suomen Standardisointiliitto SFS.

SFS-EN ISO 9906. 2012. Rotodynamic Pumps. Hydraulic Performance Acceptance Tests. Grades 1, 2 And 3. Helsinki: Suomen Standardisointiliitto SFS.

SNS End Suction Single Stage Centrifugal Pumps. 2016. Sulzer LTD. Saatavissa: https://www.sulzer.com/-/media/files/products/pumps/single-stage-pumps/brochures/sns_singlestagecentrifugalpumps_e10333.ashx. Hakupäivä 22.1.2018.

Sulzer Centrifugal Pump Handbook. 1989. Elsevier Science Publishers LTD.

Sähkökäytön mitoitus. 2001. Tekninen opas nro 7. ABB. Saatavissa: https://library.e.abb.com/public/b11d4fe92973be93c1256d2800415027/Tekninen_opasnro7.pdf. Hakupäivä 13.1.2018.

Säämänen, Jarmo 2015. Vioakselinen potkuri-putkiturpiini. Saahkarin Kone Ky. Saatavissa: <http://pienvesivoima.fi/>. Hakupäivä 17.1.2018.

Säämänen, Jarmo 2017. Vioakselinen potkuri-putkiturpiini. Saahkarin Kone Ky.

Tietämisen arvoista asiaa taajuudenmuuttajista. 1992. Danfoss A/S. Tampere: Sonator Oy.

Uniyal, Vipin – Kanojia, Nikhil – Pandey, Kshitij 2016. Design of 5 kW Pico Hydro Power Plant Using Turgo Turbine. Shivalik College of Engineering Dehradun. Saatavissa: <https://www.ijser.org/researchpaper/Design-of-5kw-Pico-Hydro-Power-Plant-Using-Turgo-Turbine.pdf>. Hakupäivä 17.1.2018.

Vacon 100 Flow AC Drives Application manual. 2012. Datalehti. Vacon.

Vacon 100 -taajuusmuuttajat säästävät energiaa ja parantavat prosessin ohjausta. 2016. Datalehti. Danfoss.

Wennström, Lars 1978. Pumpun asennuksen näkökohtia. Teoksessa Bergius, Owe – Blomsten, Bengt – Hedenfalk, Lennart – Johnsson, Arne – Kempe, Sten – Nilsson, Erik – Pegert, Gunnar – Ullgren, Sixten – Wennström, Lars 1975. Pumpputekniikka. Nesteiden pumppaus. Suom. Leonard Ahti. Helsinki: Insinöörilehdet Oy.

Vesivoima. 2017. Motiva. Saatavissa: https://www.motiva.fi/ratkaisut/uusiutuva_energia/vesivoima. Hakupäivä 17.1.2018.

Vesivoimalla eniten uusiutuvaa sähköntuotantoa. Energiatiedollisuus. Saatavissa: https://energia.fi/perustietoa_energia-alasta/energiantuotanto/sahkontuotanto/vesivoima. Hakupäivä 17.1.2018.

Vesivoimateknologia. 2016. Motiva. Saatavissa: https://www.motiva.fi/ratkaisut/uusiutuva_energia/vesivoima/vesivoimateknologia. Hakupäivä 17.1.2018.

Wiksten, Ralf 2009. Virtauskoneet. 3., korjattu painos. Helsinki: Edita.

Ylikunnari, Jukka 2015. T630203 Virtaustekniikka. Opintojakson oppimateriaali syksyllä 2015.
Oulu: Oulun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.

Älykäs venttiiliohjain ND9100P Rev. 2.2. Asennus-, käyttö- ja huolto-ohjeet 7 ND91P 70 Fi. 2008.
Datalehti. Metso.

LIITTEET

Liite 1 Pumppauksen mitoituslaskelma

Liite 2 Pinnankorkeuden säätö

Liite 3 Sulzer SNS1-80 -keskipakopumpun suoritusarvot prosessipisteissä

Liite 4 ABB:n 6-napainen M3BP112MJ6-moottori ja suoritusarvot

Liite 5 Runkorakenne, 3D-mallinnus

Liite 6 Pumppukäyttöinen vesivoimalaboratorio, 3D-mallinnus

Ala-altaan pinnankorkeus, imuputken painehäviö ja imukyky

d_s	0,1357	m
A	0,0145	m ²
k	0,00005	m
fluidi	vesi	
t	20	°C
ρ	998,23	kg/m ³
η	0,001002	kg/ms
p_b	101325	Pa
p_d	2339	Pa

Kitkavastuskerroin	0,0190
--------------------	--------

Kertavastukset ζ	
imuputken sisääntuloaukko (viistetty)	0,55
läppäventtiili Neles, kolmoisepäkeskeinen	0,85
laippaliitos x 2	0,02
staattisen paineen mittaussyteet	1,5
putkikäyrä 5° x 2	0,017
hitsausliitos x 7	0,035

Suora putkipituus	0,61	m
-------------------	------	---

Pumpun imulaipan keskilinjan etäisyys altaan pohjasta	0,13	m
--	------	---

Paineputken purkausaukon ja ala-altaan pohjan välinen korkeusero	4,284	m
---	-------	---

Selitteet

d_s	putken sisähalkaisija
A	putken poikkipinnan pinta-ala
k	putken karkeus
t	lämpötila
ρ	tiheys
η	dynaaminen viskositeetti
p_b	vapaan ilmakehän paine
p_d	pumpattavan nesteen kylläisen höyryn paine
λ	kitkavastuskerroin
q_v	vesivirta
v	virtausnopeus
s_i	vedenpinnan min. korkeus pumpun imulaipan keskilinjasta (m)
s_p	vedenpinnan min. korkeus altaan pohjasta (m)
s_{mit}	vedenpinnan mitoituskorkeus 2 cm varmuusvaralla pohjasta
Re	Reynoldsin luku
H_{geo}	geodeettinen imukorkeus
H_ζ	kertavastusten aiheuttama häviökorkeus
H_k	kitkavastuksen aiheuttama häviökorkeus
H_{sv}	hydraulinen häviökorkeus
$NPSH_{av}$	käytettävissä oleva imukyky

q_v (l/s)	v (m/s)	s_i (m)	s_p (m)	s_{mit} (m)	Re	H_{geo} (m)	H_h (m)	H_ζ (m)	H_k (m)	H_{sv} (m)	$NPSH_{av}$ (m)
11,00	0,761	0,341	0,441	0,461	102815	-0,331	3,823	0,088	0,003	0,090	10,35
11,25	0,778	0,346	0,446	0,466	105152	-0,336	3,818	0,092	0,003	0,094	10,35
11,50	0,795	0,351	0,451	0,471	107488	-0,341	3,813	0,096	0,003	0,099	10,35
11,75	0,812	0,355	0,455	0,475	109825	-0,345	3,809	0,100	0,003	0,103	10,35
12,00	0,830	0,360	0,460	0,480	112162	-0,350	3,804	0,104	0,003	0,107	10,35
12,25	0,847	0,365	0,465	0,485	114499	-0,355	3,799	0,109	0,003	0,112	10,35
12,50	0,864	0,369	0,469	0,489	116835	-0,359	3,795	0,113	0,003	0,116	10,35
12,75	0,882	0,374	0,474	0,494	119172	-0,364	3,790	0,118	0,003	0,121	10,35
13,00	0,899	0,379	0,479	0,499	121509	-0,369	3,785	0,122	0,004	0,126	10,35
13,25	0,916	0,384	0,484	0,504	123845	-0,374	3,780	0,127	0,004	0,131	10,35
13,50	0,933	0,388	0,488	0,508	126182	-0,378	3,776	0,132	0,004	0,136	10,35
13,75	0,951	0,393	0,493	0,513	128519	-0,383	3,771	0,137	0,004	0,141	10,35
14,00	0,968	0,398	0,498	0,518	130856	-0,388	3,766	0,142	0,004	0,146	10,35
14,25	0,985	0,402	0,502	0,522	133192	-0,392	3,762	0,147	0,004	0,151	10,35
14,50	1,003	0,407	0,507	0,527	135529	-0,397	3,757	0,152	0,004	0,157	10,35
14,75	1,020	0,412	0,512	0,532	137866	-0,402	3,752	0,158	0,005	0,162	10,35
15,00	1,037	0,416	0,516	0,536	140202	-0,406	3,748	0,163	0,005	0,168	10,35
15,25	1,054	0,421	0,521	0,541	142539	-0,411	3,743	0,168	0,005	0,173	10,35
15,50	1,072	0,426	0,526	0,546	144876	-0,416	3,738	0,174	0,005	0,179	10,34
15,75	1,089	0,430	0,530	0,550	147213	-0,420	3,734	0,180	0,005	0,185	10,34
16,00	1,106	0,435	0,535	0,555	149549	-0,425	3,729	0,185	0,005	0,191	10,34
16,25	1,124	0,440	0,540	0,560	151886	-0,430	3,724	0,191	0,006	0,197	10,34
16,50	1,141	0,444	0,544	0,564	154223	-0,434	3,720	0,197	0,006	0,203	10,34
16,75	1,158	0,449	0,549	0,569	156559	-0,439	3,715	0,203	0,006	0,209	10,34
17,00	1,175	0,454	0,554	0,574	158896	-0,444	3,710	0,209	0,006	0,215	10,34
17,25	1,193	0,458	0,558	0,578	161233	-0,448	3,706	0,215	0,006	0,222	10,33
17,50	1,210	0,463	0,563	0,583	163569	-0,453	3,701	0,222	0,006	0,228	10,33
17,75	1,227	0,468	0,568	0,588	165906	-0,458	3,696	0,228	0,007	0,235	10,33
18,00	1,245	0,472	0,572	0,592	168243	-0,462	3,692	0,235	0,007	0,241	10,33
18,25	1,262	0,477	0,577	0,597	170580	-0,467	3,687	0,241	0,007	0,248	10,33
18,50	1,279	0,482	0,582	0,602	172916	-0,472	3,682	0,248	0,007	0,255	10,32
18,75	1,296	0,486	0,586	0,606	175253	-0,476	3,678	0,255	0,007	0,262	10,32
19,00	1,314	0,491	0,591	0,611	177590	-0,481	3,673	0,261	0,008	0,269	10,32

Paineputken painehäviö

d_s	0,1103	m
A	0,0096	m ²
k	0,00005	m
fluidi	vesi	
t	20	°C
ρ	998,23	kg/m ³
η	0,001002	kg/ms

Kertavastukset ζ

laippaliitos x 8	0,08
laajennuskartio, keskeinen	0,05
staattisen paineen mittausyhteet	1,5
palloventtiili, M1 sarja	0,05
putkikäyrä 90° x 2	0,37
paineputken purkausaukko	1
hitsausliitos x 13	0,065

Kitkavastuskerroin	0,0190
--------------------	--------

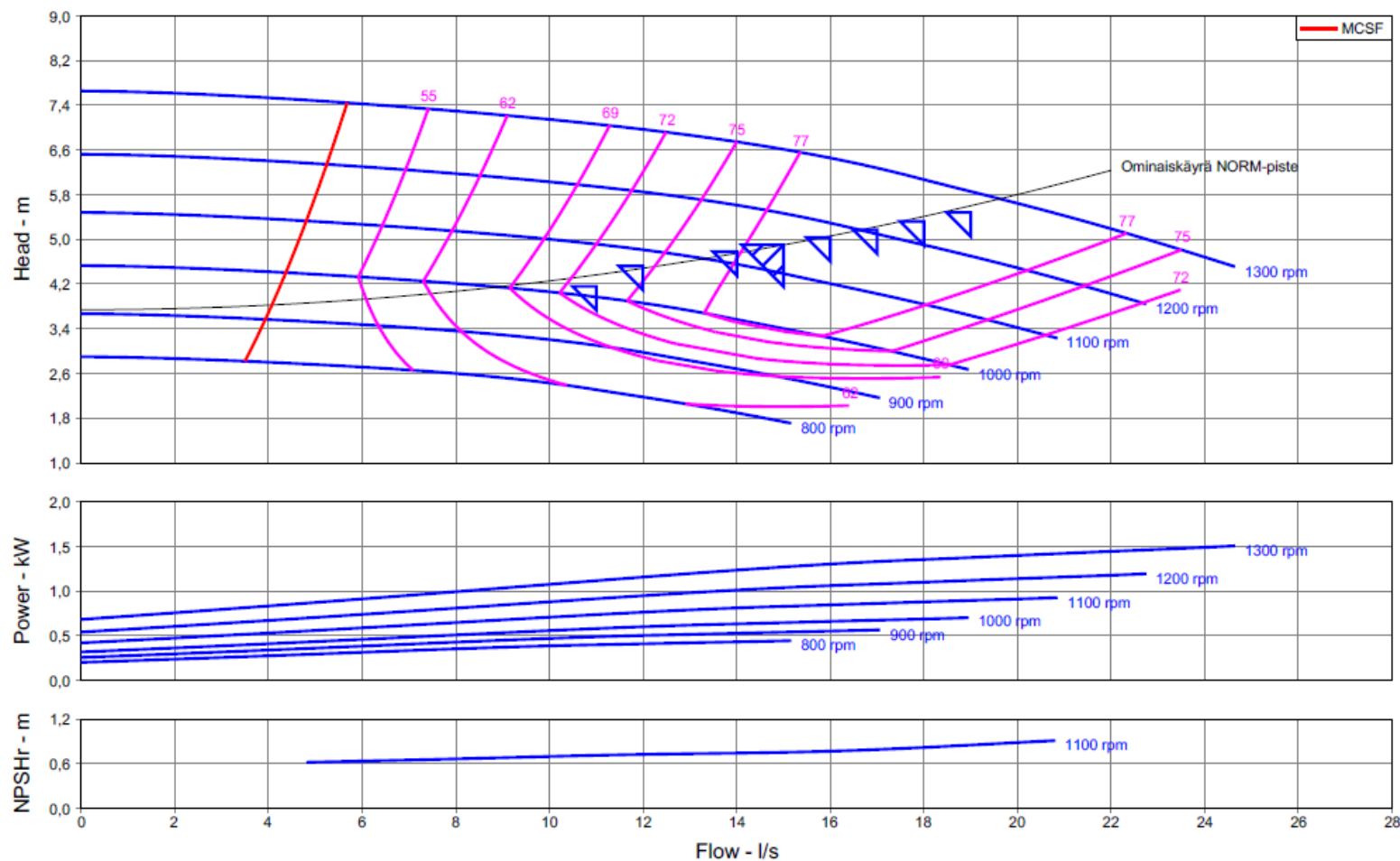
Suora putkipituus	3,611	m
-------------------	-------	---

Selitteet

d_s	putken sisähalkaisija
A	putken poikkipinnan pinta-ala
k	putken karkeus
t	lämpötila
ρ	tiheys
η	dynaaminen viskositeetti
q_v	vesivirta
v	virtausnopeus
Re	Reynoldsin luku
λ	kitkavastuskerroin
H_ζ	kertavastusten aiheuttama häviökorkeus
H_k	kitkavastuksen aiheuttama häviökorkeus

q_v (l/s)	v (m/s)	Re	H_ζ (m)	H_k (m)
11,00	1,151	126491	0,468	0,042
11,25	1,177	129366	0,494	0,044
11,50	1,204	132241	0,520	0,046
11,75	1,230	135116	0,547	0,048
12,00	1,256	137991	0,574	0,050
12,25	1,282	140865	0,601	0,052
12,50	1,308	143740	0,628	0,054
12,75	1,334	146615	0,656	0,056
13,00	1,361	149490	0,684	0,059
13,25	1,387	152365	0,712	0,061
13,50	1,413	155240	0,740	0,063
13,75	1,439	158114	0,769	0,066
14,00	1,465	160989	0,797	0,068
14,25	1,491	163864	0,826	0,070
14,50	1,517	166739	0,855	0,073
14,75	1,544	169614	0,885	0,075
15,00	1,570	172488	0,914	0,078
15,25	1,596	175363	0,944	0,081
15,50	1,622	178238	0,974	0,083
15,75	1,648	181113	1,005	0,086
16,00	1,674	183988	1,035	0,089
16,25	1,701	186862	1,066	0,091
16,50	1,727	189737	1,097	0,094
16,75	1,753	192612	1,128	0,097
17,00	1,779	195487	1,159	0,100
17,25	1,805	198362	1,191	0,103
17,50	1,831	201236	1,223	0,106
17,75	1,858	204111	1,255	0,109
18,00	1,884	206986	1,287	0,112
18,25	1,910	209861	1,320	0,115
18,50	1,936	212736	1,353	0,119
18,75	1,962	215610	1,386	0,122
19,00	1,988	218485	1,419	0,125

TILA	Huomaus	Vedenpinnan korkeus yläaltaassa [m]	Anturin havaitsema korkeus [m]	Virtaviesti [mA]	Vesivirta [l/s]	Vesitilavuuden vaje alaltaissa [m3]	Jäljelle jäävä vesitilavuus alaltaissa [m3]	Vedenpinnan korkeus alaltaissa [m]	Putouskorkeus [m]	Staatinn nostokorkeus [m]	Dynaaminen häviökorkeus [m]	Kokonaisnostokorkeus [m]	Pumpun pyörimisnopeus [RPM]
LEPOTILA	Ylivuotoputki	0,900	0,800	20	0,00	0,764	1,580	0,489	-	-	-	-	0
		0,875	0,775	19,5	0,00	0,764	1,580	0,489	-	-	-	-	0
		0,850	0,750	19	0,00	0,764	1,580	0,489	-	-	-	-	0
PID-SÄÄTÖ		0,825	0,725	18,5	11,50	0,764	1,580	0,489	3,680	3,795	0,665	4,460	1059
		0,800	0,700	18	12,00	0,746	1,598	0,495	3,649	3,789	0,731	4,520	1071
		0,775	0,675	17,5	12,50	0,727	1,617	0,501	3,618	3,783	0,799	4,582	1083
		0,750	0,650	17	13,00	0,708	1,636	0,507	3,587	3,777	0,868	4,646	1096
		0,725	0,625	16,5	13,50	0,689	1,655	0,513	3,556	3,771	0,939	4,710	1109
		0,700	0,600	16	14,00	0,670	1,674	0,518	3,526	3,766	1,011	4,777	1122
		0,675	0,575	15,5	14,25	0,652	1,692	0,524	3,495	3,760	1,048	4,808	1129
		0,650	0,550	15	14,50	0,633	1,711	0,530	3,464	3,754	1,085	4,839	1136
		0,625	0,525	14,5	14,75	0,614	1,730	0,536	3,433	3,748	1,122	4,870	1142
	Mitoituspiste	0,600	0,500	14	15,00	0,596	1,749	0,542	3,402	3,742	1,160	4,902	1149
		0,575	0,475	13,5	15,25	0,577	1,767	0,547	3,372	3,737	1,198	4,935	1156
		0,550	0,450	13	15,50	0,558	1,786	0,553	3,341	3,731	1,236	4,967	1163
		0,525	0,425	12,5	15,75	0,539	1,805	0,559	3,310	3,725	1,275	5,000	1170
		0,500	0,400	12	16,00	0,521	1,823	0,565	3,279	3,719	1,314	5,034	1177
		0,475	0,375	11,5	16,25	0,502	1,842	0,571	3,248	3,713	1,354	5,067	1188
		0,450	0,350	11	16,50	0,483	1,861	0,576	3,218	3,708	1,394	5,102	1192
		0,425	0,325	10,5	16,75	0,464	1,880	0,582	3,187	3,702	1,434	5,136	1200
		0,400	0,300	10	17,00	0,446	1,898	0,588	3,156	3,696	1,475	5,171	1207
		0,375	0,275	9,5	17,25	0,427	1,917	0,594	3,125	3,690	1,516	5,206	1215
		0,350	0,250	9	17,50	0,408	1,936	0,600	3,094	3,684	1,557	5,242	1222
		0,325	0,225	8,5	18,00	0,389	1,955	0,605	3,064	3,679	1,641	5,320	1238
	Palautusraja lepotilasta	0,300	0,200	8	18,50	0,371	1,973	0,611	3,033	3,673	1,726	5,399	1253
		0,275	0,175	7,5	19,00	0,352	1,992	0,617	3,002	3,667	1,813	5,480	1269
PEHMOTÄYTÖ	Imupyörteen vaara-alue	0,250	0,150	7	~11	0,31	2,03	0,629	-	3,655	0,600	4,255	1031
		0,225	0,125	6,5		0,29	2,05	0,635	-	3,649	0,600	4,249	
		0,200	0,100	6		0,27	2,07	0,641	-	3,643	0,600	4,243	
		0,175	0,075	5,5		0,26	2,09	0,647	-	3,637	0,600	4,237	
		0,150	0,050	5		0,24	2,11	0,652	-	3,632	0,600	4,232	
		0,125	0,025	4,5		0,22	2,13	0,658	-	3,626	0,600	4,226	
		0,100	0,000	4		0,20	2,14	0,664	-	3,620	0,600	4,220	
		0,000	0,000	4		0,00	2,34	0,726	-	3,558	0,600	4,158	

SULZER**Multi-Speed Performance Curve**

Customer	: Unknown-Finland	Type / Size	: SNS1-80 (125-80-160)	Flow, rated	: 15,00 l/s
Inquiry Number/ID	:	Stages	: 1	Differential head / pressure, rated	: 4,90 m
Item number	: Jani-Pekka Ruokonen	Based on curve number	: SNS125-080-160_3600_vs2 Rev 1	Speed, rated	: 1149 rpm
Service	: Vesivoimalabran pumpu	Efficiency	: 77,68 %	Impeller diameter, rated	: 167,50 mm
Quantity	: 1	Power, rated	: 0,93 kW	Fluid density, rated / max	: 998,2 / 998,2 kg/m3
Sulzer Reference ID	: FIN.1421-SFI.15.0182-B0	NPSH (3% head drop)	: 0,78 m	Viscosity, rated	: 1,00 cSt
Date of Last Update	: 12 Jan 2018 16:19	Frequency	: 50 Hz	Cq/Ch/Ce/Cn [ANSI/HI 9.6.7-2010]	: 1,00 / 1,00 / 1,00 / 1,00
		Nominal speed	: 1149 rpm		



Motor Technical Data Sheet		M3BP 112MJ 6	
Item No.	1.1.1		
Specifications		DOL Catalogue data	
Name	[undefined]	Product co	3GBP113390-ADL
No.of motors	1	Voltage [V]	400
Motor type	IEC 34 catalog	Frequency [Hz]	50
Frame/Material	Not specified	Power [kW]	2,2
Family	M3BP	Poles	6
Polenumber	6	Speed [rpm]	962
Efficiency	IE3	Max mech.speed [rpm]	4500
Design	CENELEC	Current [A]	5,3
Connection	Not specified	Torque [Nm]	21,8
IP class	IP55	Tmax/Tn	2,3
IC class	IC411 self ventilated	Power factor	0,68
IM class	IM1001, B3(foot)	Efficiency [%]	84,3
Max. speed rule	Standard	Temperature rise class	B
Temp. rise	B (<80 K)	Insulation class	F
Temp reserve	Keep		
Tmax margin	43 %		

Load type	Pump/fan load	Calculations	Required	Result	Margin
Overload Type	Simple	Torque [Nm]			
n min [rpm]	1269	n base	9,71	14,9	53 %
n base [rpm]	1269	Power [kW]			
n max [rpm]	1269	n base	1,3	1,98	52 %
Pbase [kW]	1,29	Overload [Nm]			
Olbase [%]	100	n base	9,71	18,1	86 %
Olmax [%]	100				
Temperature [°C]	40				
Altitude [m]	1000				
1269-1269 rpm / 1 RMS 10m	590s				
1269-1269 rpm / 100 %	10s				

Graph: load torques

